



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN DURASI
CAMSHAFT TERHADAP UNJUK KERJA DAN
EMISI GAS BUANG PADA ENGINE SINJAI 650
CC.**

**Firman Iffah Darmawangsa
NRP 21 10 100 097**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT – TM141585

**EFFECT ANALYSIS OF ADDITION CAMSHAFT
DURATION OF PERFORMANCE AND EXHAUST GAS
EMISSIONS IN THE ENGINE SINJAI 650 CC**

**Firman Iffah Darmawangsa
NRP 21 10 100 097**

**Academic Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**ANALISIS PENAMBAHAN DURASI CAMSHAFT
TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS
BUANG PADA MESIN SINJAI 650 CC.**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FIRMAN IFFAH DARMAWANGSA

Nrp. 2110 100 097

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. **Dr. Bambang Sudarmanta, ST.MT** (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. **Arv Bachtiar, ST., MT., Ph.D** (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
3. **Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT** (Penguji II)
NIP. 197104051997021001
4. **Vivien Suphandani D, ST, ME, Ph.D.....** (Penguji III)
NIP. 198105292003122001

**SURABAYA
JANUARI, 2016**

**ANALISIS PENGARUH PENAMBAHAN DURASI
CAMSHAFT TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS
BUANG PADA ENGINE SINJAI 650 CC**

Nama Mahasiswa : **Firman Iffah Darmawangsa**
NRP : **2110100097**
Jurusan : **Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen Pembimbing : **Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

Abstrak

Pengembangan industri otomotif mengarah pada jaminan kenyamanan saat dikendarai dengan menghasilkan unjuk kerja yang tinggi, konsumsi bahan bakar rendah, getaran dan emisi gas buang yang rendah. Salah satu parameter yang mempengaruhi adalah besarnya pasokan udara pembakaran kedalam ruang bakar. Dimana hal ini diatur oleh mekanisme camshaft melalui buka-tutup katup pemasukan dan katup pembuangan. Peran dari camshaft sangatlah penting, diantaranya sebagai penentu waktu pembukaan katup, mengatur lamanya durasi pembukaan katup, menentukan lamanya durasi overlap katup masuk dan katup buang, serta merupakan komponen utama dari mekanisme valve-train. Penambahan durasi camshaft menyebabkan pasokan udara yang bertambah pada putaran tinggi, sebaliknya pada putaran rendah pasokan udara menjadi berkurang. Penelitian ini ingin mengetahui pengaruh penambahan durasi camshaft terhadap unjuk kerja engine utamanya pada putaran tinggi.

Penelitian ini dilakukan pada engine 4 langkah 2 silinder in-line SINJAI 650cc Single Overhead Camshaft (SOHC) sistem Port Injection dengan fokus pengoperasian pada putaran tinggi. Variasi durasi akan dilakukan pada kedua cam, yakni cam katup masuk dan cam katup buang. Dimana variasi durasi akan dibagi menjadi 248° (standar), 254°, 260°, 266°, 272° dan 278°. Penambahan durasi dilakukan secara simetris 3° poros engkol sebelum katup membuka dan setelah katup menutup sehingga

tidak ada perubahan pada Lobe Separation Angel (LSA). Metode penelitian ini menggunakan dua tahapan, metode simulasi kemudian metode eksperimen. Untuk mengetahui pengaruh dari variasi durasi camshaft terhadap unjuk kerja engine, terlebih dahulu akan dilakukan simulasi menggunakan software LOTUS Engine Simulation. Variasi durasi camshaft yang menunjukkan hasil unjuk kerja terbaik dari simulasi akan difabrikasi dan diaplikasikan pada engine SINJAI 650cc SOHC Port Injection. Kemudian akan dilakukan pengujian eksperimental untuk membandingkan hasil unjuk kerja camshaft standar dengan camshaft terbaik hasil dari simulasi software LOTUS Engine Simulation.

Dari hasil simulasi menggunakan LOTUS Engine Simulation pada engine SINJAI 650 cc SOHC port injection, diperoleh durasi camshaft terbaik 260° pada putaran tinggi. Dengan peningkatan torsi 0.908%, daya 0.908%, bmep 0.908%, efisiensi thermal 0.626%, efisiensi volumetris 1.003% dan penurunan bsfc 0.252%, dari camshaft standar 248° pada putaran tinggi. Menurut hasil eksperimen, perbandingan unjuk kerja dari durasi camshaft 248° dan 260° , terjadi peningkatan torsi 5.53%, daya 5.53%, bmep 5.53%, efisiensi thermal 14.58%, efisiensi volumetris 2.04% dan penurunan bsfc 17.905%, emisi CO 5.183%, serta emisi HC 7.578%. Dari seluruh penelitian menggunakan metode simulasi dan metode eksperimen terhadap durasi camshaft, dapat diketahui bahwa camshaft durasi rendah menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar pada putaran rendah namun buruk pada putaran tinggi, dan sebaliknya camshaft durasi tinggi menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran tinggi namun buruk pada putaran rendah.

Kata kunci: durasi camshaft, putaran tinggi, lotus engine simulation, sinjai, sohc.

EFFECT ANALYSIS OF ADDITION CAMSHAFT DURATION OF PERFORMANCE AND EXHAUST GAS EMISSIONS IN THE ENGINE SINJAI 650 CC

Name : ***Firman Iffah Darmawangsa***
NRP : ***2110100097***
Major : ***Mechanical Engineering FTI-ITS***
Academic Supervisor : ***Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.***

Abstract

Development of the auto industry led to the guarantee of comfort when ridden by generating a high performance, low fuel consumption, vibration and low exhaust emissions. One of the parameters that affect is the size of the combustion air supply into the combustion chamber. Where it is regulated by the mechanism of opening and closing the valve through the camshaft intake and the exhaust valve. The role of the camshaft is extremely important, such as timers, set the valve opening duration the duration of the opening of the valve, to determine the length of the duration of the overlap of incoming and exhaust valve valve, and is a major component of the mechanism of the valve-train. The addition of duration camshaft causes increased air supply on the round high, otherwise on the round low air supply be reduced. This research would like to know how the addition of duration camshaft against the main engine performance at high round.

The research was done on the engine 4 step 2-cylinder in-line SINJAI 650cc Single Overhead Camshaft (SOHC) system of the Injection Port with a focus on high-rotation operation. Variation in duration will be conducted on both cam, namely cam valve exhaust valve and cam's entrance. Where the duration of the variation will be subdivided into 248 ° (standard), 254°, 260°, 266°, 272 ° and 276 °. The addition of duration carried out symmetrically 3 ° crankshaft before the valve opens and closes the valves after so there is no change in the Lobe Separation

Angel (LSA). This research method using two stages of simulation method, then the method of experimentation. To know the influence of the variation of duration camshaft against the performance engine, the first to be performed using simulation software LOTUS Engine Simulation. Variations of duration camshaft which showed the best performance of the simulation will be fabricated and applied to the engine SINJAI 650cc SOHC Port Injection. Then the experimental testing will be done to compare the performance of the standard with the best camshaft the camshaft results from simulations of the LOTUS Engine Simulation software.

Results from simulations using LOTUS Engine Simulation on engine SINJAI port injection SOHC 650 cc, obtained the best camshaft 260° duration at high rpm. With the increased torque 0.908%, power 0.908%, bmep 0.908% thermal efficiency, 0.626% efficiency, volumetris and loss of 1.003% bsfc 0.252%, from standard camshaft 248 ° at high rpm. According to the experimental results, performance comparisons of duration camshaft 248 ° and 260°, an increase in torque 5.53% 5.53%, power, bmep 5.53%, 16% thermal efficiency, efficiency volumetris 2.04% and a decrease in emissions of bsfc 17.905% CO 5.183%, and emissions of HC 7.578%. From all the research using the method of simulation and experimental methods against duration camshaft, can note that with low-duration camshaft yield greater performance on a low rpm but poor at high rpm, and a rather high-duration camshaft produces a good performance at high rpm but poor on low rpm.

Keywords: duration camshaft, high rpm, lotus engine simulation, Sinjai, SOHC.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbi'alamin, puji syukur kehadiran ALLAH SWT atas limpahan rahmat dan kasih sayang-Nya penulis bias menyelesaikan penelitian ini hingga akhir dengan baik.

Penyusunan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Didin Sudiardini dan Ayah Hery Priyatna, orang tua yang selalu memberikan dorongan dan kepercayaan kepada penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang memberikan banyak ilmu dan pengetahuan serta bimbingan yang sangat berguna bagi bekal penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.
3. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., Ibu Vivien Suphandani Djanali, ST., M.E. Ph.D., Bapak Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D., selaku dosen penguji tugas akhir yang telah banyak memberikan masukan dan saran kepada penulis.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
5. Bapak Ir. Sudijono Kromodihardjo, M.Sc., Ph.D., selaku dosen wali.

6. Seluruh dosen dan karyawan S1 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan ilmu, bantuan, dan masukan selama masa perkuliahan dan penyelesaian tugas akhir ini.
7. Saudara Ahmad Gurnito, teman perjuangan selama bekerja keras menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Bapak Karmono dan warga Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu dalam proses penyusunan tugas akhir ini.
9. Saudara-saudara dari Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang telah merelakan waktunya untuk membantu penulis selama pengerjaan tugas akhir.
10. Saudara-saudara dari M-53, yang telah banyak memberikan bantuan dan dukungan kepada penulis.
11. Bapak Hermanu Kusbandono, ST., MT., dari HKU Racing Motorsport yang telah banyak memberikan bantuan dan masukan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
12. Serta semua pihak yang telah banyak membantu penulis yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat balasan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1. 1 Latar Belakang.....	1
1. 2 Perumusan Masalah.....	3
1. 3 Batasan Masalah.....	4
1. 4 Tujuan Penelitian.....	4
1. 5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2. 1 Prinsip Dasar <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah.....	7
2. 2 Pembakaran Pada <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah.....	8
2. 3 Tahapan Pembakaran.....	9
2. 3. 1 <i>Ignition Lag</i>	9
2. 3. 2 <i>Flame Propagation</i>	10
2. 4 Parameter Unjuk Kerja	10
2. 4. 1 Torsi	11
2. 4. 2 Daya Motor (<i>Brake Horse Power</i>).....	12
2. 4. 3 Tekanan Efektif Rata-rata.....	12
2. 4. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	13
2. 4. 5 Efisiensi Thermal	14
2. 4. 6 Efisiensi Volumetris	15
2. 5 Polusi Udara	15

2. 5. 1	Hidrokarbon (HC)	17
2. 5. 2	Karbon Monoksida (CO)	18
2. 6	Camshaft.....	19
2. 6. 1	Cara Kerja <i>Camshaft</i>	20
2. 6. 2	Bagian-bagian <i>Camshaft</i>	22
2. 6. 3	Faktor-faktor yang Mempengaruhi Kerja <i>Camshaft</i>	23
2. 7	Software <i>LOTUS Engine Simulation</i>	24
2. 8	Penelitian Terdahulu	25
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		33
3. 1	Prosedur Penelitian	33
3. 2	<i>Engine SINJAI 650 cc</i>	34
3. 3	Variasi Durasi <i>Camshaft</i>	35
3. 3. 1	<i>Camshaft 248°</i> (standar)	35
3. 3. 2	<i>Camshaft 254°</i>	36
3. 3. 3	<i>Camshaft 260°</i>	37
3. 3. 4	<i>Camshaft 266°</i>	37
3. 3. 5	<i>Camshaft 272°</i>	38
3. 3. 6	<i>Camshaft 278°</i>	39
3. 4	Pengujian dengan Metode Simulasi	39
3. 4. 1	<i>Software Simulasi</i>	39
3. 4. 2	Alur Penelitian dengan Metode Simulasi.....	39
3. 4. 3	Pengukuran Dimensi <i>Engine</i>	40
3. 4. 4	Pemodelan dengan <i>LOTUS Engine Simulation</i>	42
3. 4. 5	<i>Flowchart</i> Penelitian dengan Simulasi	45
3. 5	Pengujian dengan Metode Eksperimental	47
3. 5. 1	Pengujian Unjuk Kerja <i>Engine</i>	47
3. 5. 2	Peralatan Uji	47
3. 5. 3	Bahan Bakar	47

3. 5. 4	Skema Pengujian	48
3. 5. 5	Prosedur Pengujian	48
3. 5. 6	Rancangan Pengujian Eksperimen.....	50
3. 5. 7	<i>Flowchart</i> Pengujian dengan Eksperimen	51
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....		55
4. 1	Pengujian Metode Simulasi	55
4. 1. 1	Data Input Metode Simulasi	55
4. 1. 2	Data Kondisi Pengujian	58
4. 1. 3	Konvergensi Simulasi.....	60
4. 2	Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Simulasi	61
4. 2. 1	Format <i>File</i> (.mrs)	62
4. 2. 2	Format <i>File</i> (.prs)	62
4. 3	Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Eksperimen	63
4. 4	Contoh Perhitungan Eksperimen	64
4. 4. 1	Perhitungan Daya	65
4. 4. 2	Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata	65
4. 4. 3	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar	66
4. 4. 4	Perhitungan Efisiensi Thermal	67
4. 4. 5	Perhitungan Efisiensi Volumetris	67
4. 5	Analisa Unjuk Kerja Metode Simulasi	68
4. 5. 1	Grafik Torsi vs RPM Simulasi <i>LOTUS Engine Simulation</i>	68
4. 5. 2	Grafik Daya vs RPM Simulasi <i>LOTUS Engine Simulation</i>	69
4. 5. 3	Grafik <i>bmp</i> vs RPM Simulasi <i>LOTUS Engine Simulation</i>	71

4. 5. 4	Grafik <i>bsfc</i> vs RPM Simulasi LOTUS Engine Simulation	72
4. 5. 5	Grafik <i>Thermal Efficiency</i> vs RPM Simulasi LOTUS Engine Simulation	73
4. 5. 6	Grafik <i>Volumetric Efficiency</i> vs RPM Simulasi LOTUS Engine Simulation	75
4. 5. 7	Perbandingan Unjuk Kerja dari Variasi Durasi Camshaft Hasil Simulasi	76
4. 6	Desain <i>Camshaft</i> Standard an <i>Camshaft</i> Modifikasi.....	78
4. 7	Analisa Unjuk Kerja Metode Eksperimen pada engine SINJAI 650 cc	80
4. 7. 1	Grafik Torsi vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	80
4. 7. 2	Grafik Daya vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	82
4. 7. 3	Grafik <i>bmep</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	84
4. 7. 4	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	86
4. 7. 5	Grafik <i>Thermal Efficiency</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	88
4. 7. 6	Grafik <i>Volumetric Efficiency</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	90
4. 7. 7	Grafik <i>Air Fuel Ratio</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	92
4. 7. 8	Grafik Temperatur vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	94

4. 7. 9	Grafik Emisi Gas Buang vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	96
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	99
5. 1	Kesimpulan.....	99
5. 2	Saran.....	100
DAFTAR PUSTAKA.....		101
LAMPIRAN.....		103



Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus engine bensin 4 langkah	7
Gambar 2.2	Tahapan pembakaran pada SIE	9
Gambar 2.3	<i>Eddy Current dynamometer</i>	11
Gambar 2.4	Gaya-gaya yang bekerja pada piston	12
Gambar 2.5	Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO, dan NO _x pada SIE	16
Gambar 2.6	Emisi gas buang <i>versus air-fuel ratio</i> pada SIE	16
Gambar 2.7	<i>Camshaft</i>	19
Gambar 2.8	Diagram buka-tutup katup	21
Gambar 2.9	Bagian-bagian <i>camshaft lobe</i>	22
Gambar 2.10	Bagian-bagian <i>camshaft</i>	23
Gambar 2.11	Grafik hasil eksperimental Kusbandono	25
Gambar 2.12	Grafik perbandingan hasil simulasi dan eksperimen (a) dan emisi gas buang (b) dari penelitian Machmud	29
Gambar 2.13	Grafik hasil simulasi Adi	30
Gambar 2.14	Grafik hasil eksperimental CINAR & AKGUN	31
Gambar 3.1	<i>Engine SINJAI 650 cc DOHC direct injection</i>	34
Gambar 3.2	Durasi <i>camshaft</i> 248° (standar)	34
Gambar 3.3	Durasi <i>camshaft</i> 254°	35
Gambar 3.4	Durasi <i>camshaft</i> 260°	36
Gambar 3.5	Durasi <i>camshaft</i> 266°	36
Gambar 3.6	Durasi <i>camshaft</i> 272°	37
Gambar 3.7	Durasi <i>camshaft</i> 278°	38
Gambar 3.8	Dimensi <i>slider crank</i>	40
Gambar 3.9	Dimensi <i>intake throttle</i>	40
Gambar 3.10	Dimensi <i>valve port</i>	40
Gambar 3.11	Dimensi <i>Bend/straight pipe</i>	41
Gambar 3.12	Simbol <i>cylinder</i> pada LES	41
Gambar 3.13	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust valve</i> pada LES	42
Gambar 3.14	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust port</i> pada LES	42
Gambar 3.15	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust plenum</i> pada LES	42
Gambar 3.16	Simbol <i>intake throttle</i> pada LES	42

Gambar 3.17	Simbol <i>straight pipe</i> pada LES	43
Gambar 3.18	Simbol <i>bend pipe</i> pada LES	43
Gambar 3.19	Simbol <i>default inlet</i> dan <i>exit</i> pada LES	43
Gambar 3.20	Simbol bahan bakar pada LES	43
Gambar 3.21	Skema pemodelan pada LOTUS Engine Simulation	44
Gambar 3.22	<i>Flowchart</i> penelitian metode simulasi	44
Gambar 3.23	Skema pengujian eksperimen	47
Gambar 3.25	<i>Flowchart</i> penelitian metode eksperimen	52
Gambar 4.1	Mengakses menu <i>Steady State Create Wizard</i> pada LES	58
Gambar 4.2	Grafik konvergensi hasil simulasi pada LES	60
Gambar 4.3	Data hasil simulasi LES format file (.mrs)	61
Gambar 4.4	Ilustrasi pada file (.prs)	62
Gambar 4.5	Grafik Torsi vs rpm simulasi LES	67
Gambar 4.6	Grafik Daya vs rpm simulasi LES	68
Gambar 4.7	Grafik <i>bmep</i> vs rpm simulasi LES	70
Gambar 4.8	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm simulasi LES	71
Gambar 4.9	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm simulasi LES	72
Gambar 4.10	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm simulasi LES ..	74
Gambar 4.11	Derajat <i>crankshaft</i> buka-tutup <i>intake valve</i> dan <i>exhaust valve</i> pada <i>camshaft</i> standar dan <i>camshaft</i> modifikasi	77
Gambar 4.12	Bentuk profil <i>camshaft</i> standar dan <i>camshaft</i> modifikasi	78
Gambar 4.13	<i>Camshaft</i> standar (a) <i>camshaft</i> modifikasi (b)	79
Gambar 4.14	Grafik Torsi vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	79
Gambar 4.15	Grafik Daya vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	81
Gambar 4.16	Grafik <i>bmep</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	83
Gambar 4.17	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	85

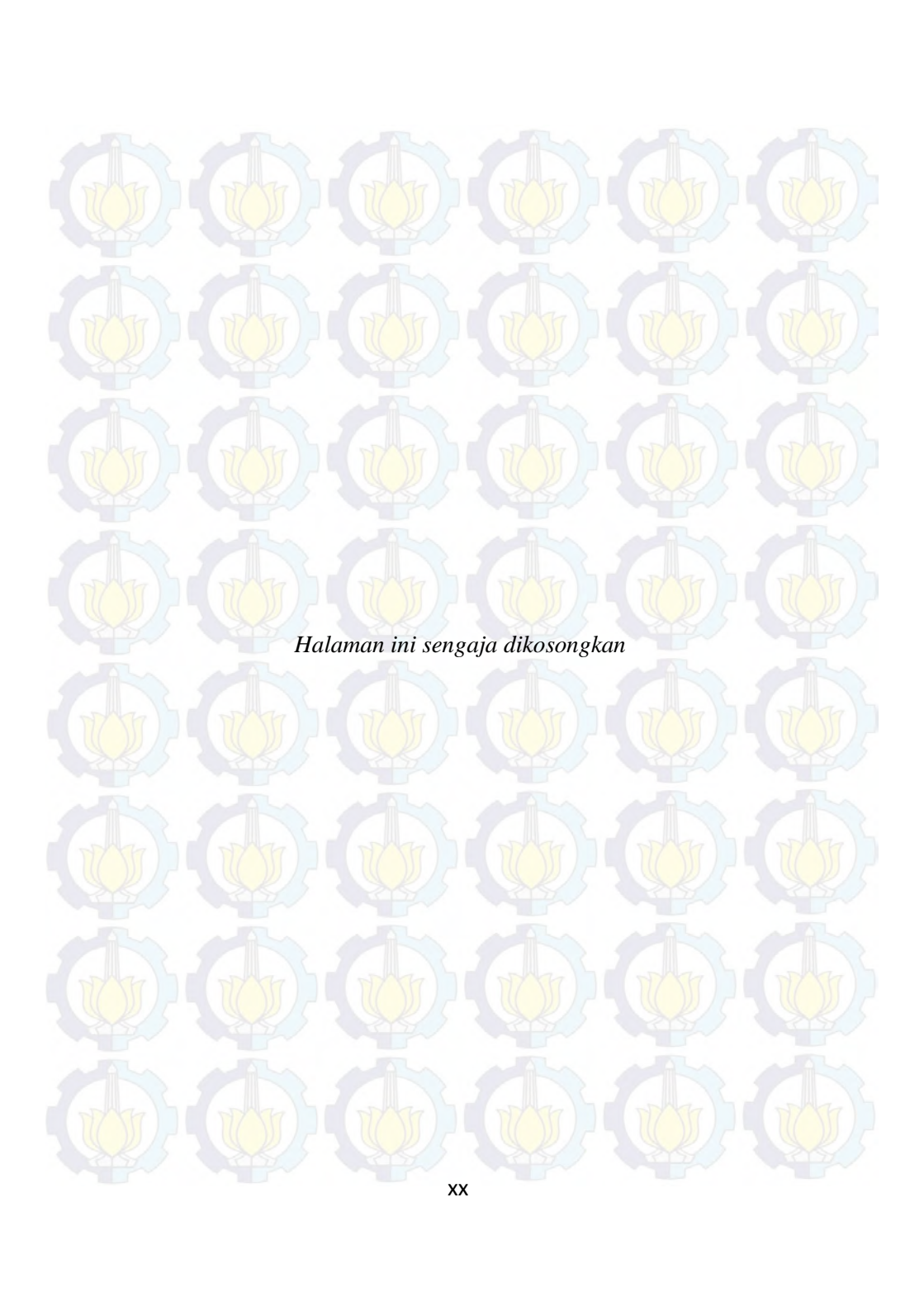
Gambar 4.18	Grafik efisiensi thermal vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	87
Gambar 4.19	Grafik efisiensi volumetris vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	89
Gambar 4.20	Grafik AFR vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	91
Gambar 4.21	Grafik Temperatur operasional vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	93
Gambar 4.22	Grafik Temperatur <i>exhaust</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	93
Gambar 4.23	Grafik HC vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	95
Gambar 4.24	Grafik CO vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi.....	95



Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Objek Pengukuran dan Dimensi yang diukur	39
Tabel 3.2 Parameter <i>input</i> dan <i>output</i> eksperimen	49
Tabel 4.1 Data komponen <i>inlet</i>	54
Tabel 4.2 Data komponen <i>engine</i>	55
Tabel 4.3 Data komponen <i>exhaust</i>	57
Tabel 4.4 Data komponen properties bahan bakar	57
Tabel 4.5 Data kondisi pengujian	58
Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Unjuk Kerja <i>Engine</i> dengan camshaft standar	62
Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Kondisi Operasional <i>Engine</i>	63
Tabel 4.8 Unjuk Kerja dari Durasi <i>Camshaft</i> 248° (Standar) Hasil Simulasi.....	76
Tabel 4.9 Unjuk Kerja dari Durasi <i>Camshaft</i> 260° Hasil Simulasi	63



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pengembangan industri otomotif mengarah pada jaminan kenyamanan saat dikendarai dengan menghasilkan unjuk kerja yang tinggi, konsumsi bahan bakar rendah, getaran dan emisi gas buang yang rendah. Pengembangan pada *engine* otto empat langkah untuk meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi thermal telah banyak dilakukan. Efisiensi thermal pada *engine* saat ini telah diketahui berkisar antara 32% hingga 35% [1]. Saat ini tantangan yang dihadapi dalam meningkatkan efisiensi thermal adalah dengan mengurangi penurunan faktor yang mempengaruhi efisiensi thermal. Kerugian panas diantaranya kerugian pembakaran nyata (panas spesifik dan dissosiasi), kerugian *blow-by*, kerugian pendinginan (kerugian panas langsung), kerugian pertukaran gas (pembakaran tidak sempurna), kerugian gesekan dan kerugian lainnya [2]. Faktor yang juga mempengaruhi unjuk kerja *engine* dan mengurangi emisi gas buang adalah kualitas pembakaran bahan bakar didalam ruang bakar [3]. Salah satu parameter yang mempengaruhi adalah besarnya pasokan udara pembakaran kedalam ruang bakar. Dimana pasokan ini diatur oleh mekanisme *camshaft* melalui buka-tutup katup pemasukan dan katup pembuangan. Peran dari *camshaft* sangatlah penting, diantaranya sebagai menentukan waktu pembukaan katup, mengatur lamanya durasi pembukaan katup, menentukan lamanya durasi overlap katup masuk dan katup buang, serta merupakan komponen utama dari mekanisme *valve-train*. Penambahan durasi *camshaft* menyebabkan pasokan udara yang bertambah pada putaran tinggi, sebaliknya pada putaran rendah pasokan udara menjadi berkurang. Penelitian ini ingin mengetahui pengaruh penambahan durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja engine utamanya pada putaran tinggi.

Hasil penelitian oleh Kusbandono[4] untuk *camshaft* standar, pergeseran -15° memberikan unjuk kerja daya dan torsi

terbaik untuk rentang putaran bawah hingga 7500 rpm. Sedangkan untuk rentang putaran diatas 7500 rpm, pergeseran $+5^\circ$ memberikan unjuk kerja yang terbaik dibanding unjuk kerja camshaft standar tanpa pergeseran. Dari penelitian yang dilakukan oleh Machmud [5] menunjukkan bahwa durasi *camshaft* yang lebih pendek menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar pada putaran rendah namun buruk pada putaran tinggi. Sebaliknya, *camshaft* dengan durasi tinggi menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran tinggi namun buruk pada putaran rendah. Dari penelitian tersebut, unjuk kerja terbaik adalah pada sudut 228° dari durasi *camshaft* standar 248° . Dengan sudut tersebut menghasilkan peningkatan torsi maksimum, peningkatan pada daya maksimum, tekanan efektif rata-rata maksimum, efisiensi thermal maksimum, efisiensi volumetris, dan penurunan konsumsi bahan bakar spesifik dibandingkan dengan durasi *camshaft* standar pada putaran bawah rentang 1000-3500 rpm dari rentang maksimum 1000-6000 rpm. Selain itu, dari penelitian tersebut menunjukkan perbandingan teknologi pada *camshaft* yang digunakan, yaitu *Single Overhead Camshaft* (SOHC) dan *Double Overhead Camshaft* (DOHC). Hasil perbandingan menunjukkan teknologi DOHC menghasilkan unjuk kerja lebih baik dari SOHC.

Mendesain ulang *camshaft* standar diharapkan mampu meningkatkan efisiensi volumetris udara yang masuk ke ruang bakar dan meningkatkan tekanan kompresi di ruang bakar sehingga dapat memperbaiki kualitas pembakaran didalam ruang bakar. Dengan kualitas pembakaran yang lebih baik dapat meningkatkan unjuk kerja dan emisi gas buang menurun. Sehingga dengan desain *camshaft* yang sesuai dengan spesifikasi *engine*, akan menghasilkan unjuk kerja yang terbaik dari *engine* tersebut.

Berdasarkan uraian diatas, maka akan dilakukan analisis variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang saat putaran tinggi pada *engine* 4 langkah 2 silinder *in-line* SINJAI 650cc SOHC sistem *Port Injection*. Variasi akan

dilakukan pada kedua *camshaft*, yakni *camshaft* katup masuk dan *camshaft* katup buang. Dimana variasi durasi akan dibagi menjadi 248° (standar), 254° , 260° , 266° , 272° dan 278° . Penambahan durasi dilakukan secara simetris 3° poros engkol sebelum katup membuka dan setelah katup menutup. Untuk penelitian ini tidak ada perubahan pada LSA. Untuk mengetahui pengaruh dari variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja *engine*, terlebih dahulu akan dilakukan simulasi menggunakan *software* LOTUS *Engine Simulation*. Parameter unjuk kerja yang diukur dan dibandingkan yaitu daya, torsi, konsumsi bahan bakar, debit udara masuk, serta temperatur operasional. Variasi durasi *camshaft* yang menunjukkan hasil unjuk kerja terbaik akan difabrikasi dan diaplikasikan pada *engine* SINJAI 650cc SOHC *port injection*. Kemudian akan dilakukan pengujian eksperimental untuk membandingkan hasil unjuk kerja *camshaft* standar dengan *camshaft* terbaik hasil dari simulasi *software* LOTUS *Engine Simulation*.

1.2 Perumusan Masalah

Sistem pemasukan bahan bakar dan pembuangan gas sisa pembakaran harus tepat sesuai dengan spesifikasi dari sebuah *engine* untuk mencapai kualitas pembakaran yang maksimum. Oleh karena itu, dibutuhkan desain *camshaft* tertentu untuk meningkatkan kualitas pembakaran dan menghasilkan unjuk kerja maksimum, serta emisi gas buang yang rendah.

Berdasarkan uraian diatas, permasalahan yang dicari pemecahannya adalah:

1. Bagaimana pengaruh dari geometri *camshaft* terhadap pengaturan buka-tutup katup.
2. Bagaimana pengaruh dari durasi *camshaft* terhadap pasokan udara pembakaran kedalam ruang bakar.
3. Bagaimana pengaruh dari variasi penambahan durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang saat putaran tinggi pada *engine* 4 langkah 2 silinder *in-line* SINJAI 650 cc.

1.3 Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian ini dibatasi karena keterbatasan waktu, biaya, dan peralatan ui yang tersedia. Oleh karena itu, semua permasalahan yang ada pada *engine* tidak dibahas semua, agar penelitian yang akan dilakukan tidak melebar dari tujuan utama yang hendak dicapai.

Berikut ini batasan-batasan yang digunakan adalah:

1. *Engine* yang menjadi objek dari penelitian adalah SINJAI 650 cc, 4 langkah, 2 silinder *in-line*, dengan teknologi SOHC *Port Injection*.
2. Bahan bakar yang digunakan adalah Premium dari produsen PERTAMINA.
3. Kondisi temperatur ruangan dianggap konstan.
4. Tidak membahas mengenai proses pembuatan dan bahan dari *camshaft*.
5. Tidak membahas proses perpindahan panas yang terjadi.

1.4 Tujuan Penelitian

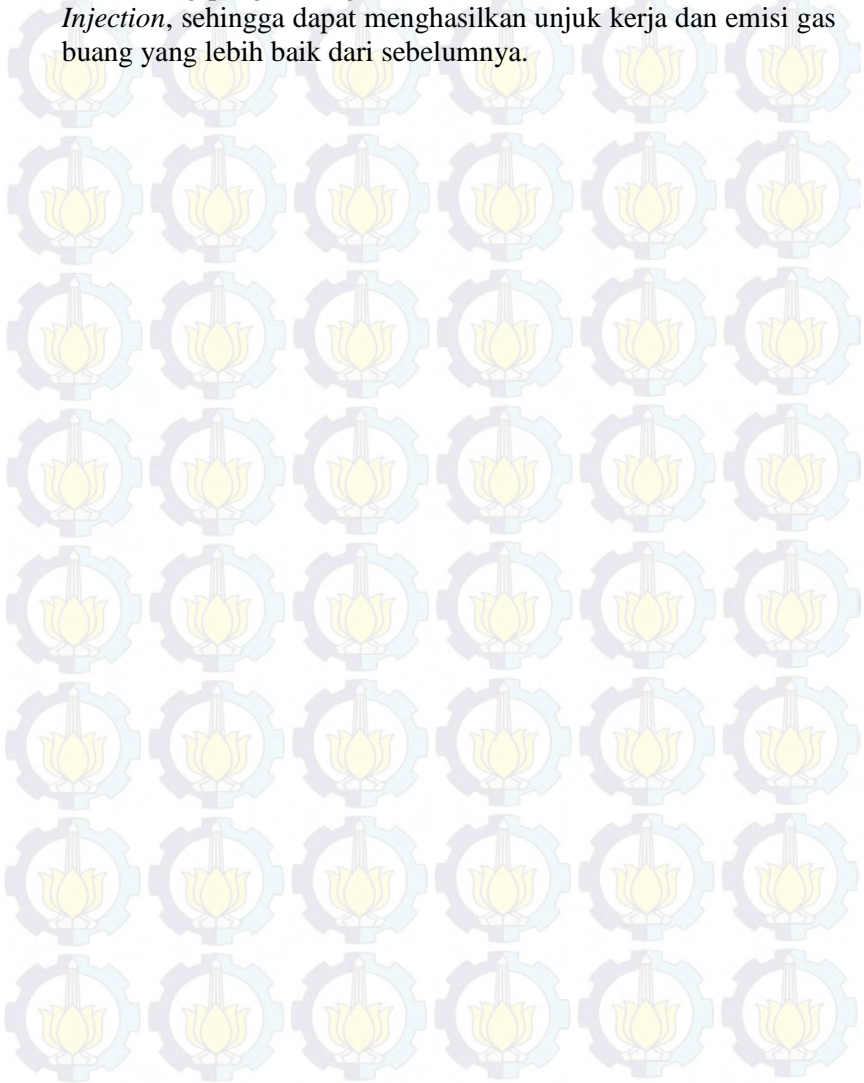
Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh dari geometri *camshaft* terhadap pengaturan buka-tutup katup.
2. Mengetahui pengaruh dari durasi *camshaft* terhadap aliran udara pembakaran yang masuk ke dalam silinder.
3. Mengetahui pengaruh variasi penambahan durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang saat putaran tinggi pada *engine* 4 langkah 2 silinder *in-line* SINJAI 650 cc.

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat dijadikan pengetahuan dan informasi seluas-luasnya bagi masyarakat mengenai *camshaft* untuk digunakan sebagai referensi dalam

pengembangan selanjutnya. Selain itu juga dalam upaya mendukung pengembangan *engine* SINJAI 650 cc DOHC *Direct Injection*, sehingga dapat menghasilkan unjuk kerja dan emisi gas buang yang lebih baik dari sebelumnya.



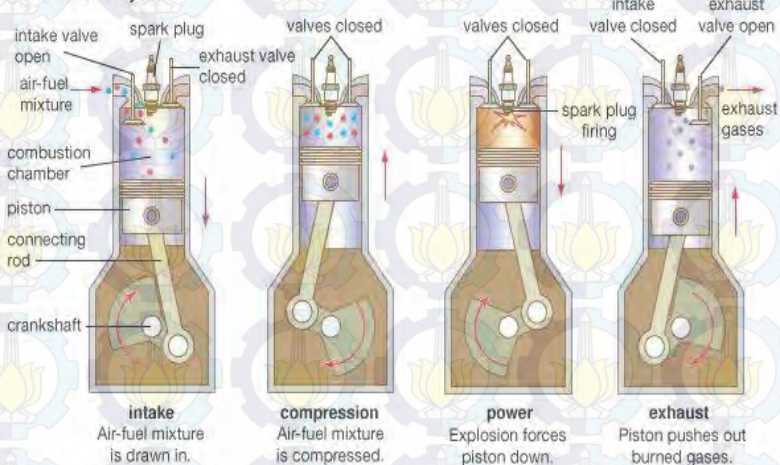
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Prinsip Dasar *Engine* Bensin 4-Langkah

Dalam motor bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dalam empat langkah gerakan naik-turun dari piston atau dua kali putaran dari *crankshaft*. Setiap langkah berisi 180° putaran *crankshaft* sehingga seluruh *cycle* menjadi 720° putaran *crankshaft*. Ada empat tahapan operasi dari siklus 4-langkah motor bensin. Diantaranya langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja, dan langkah buang.

Four-stroke cycle



© 2007 Encyclopædia Britannica, Inc.

Gambar 2.1 Siklus *engine* bensin 4 langkah

1. Langkah hisap (*intake*), dimulai dari saat piston bergerak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Katup inlet terbuka dan katup ekshaus tertutup. Campuran udara dan bahan bakar masuk melalui katup inlet.

2. Langkah kompresi (*compression*), dimulai saat kedua katup menutup dan piston mulai bergerak dari TMB ke TMA. Saat piston menjelang berada di TMA, campuran udara dan bahan bakar yang terkompresi di dalam bagian *clearance* dinyalakan dengan bantuan loncatan bunga api listrik yang berasal dari busi.
3. Langkah kerja (*expansion*), campuran bahan bakar dan udara yang terbakar pada tekanan yang tinggi akan menekan piston hingga bergerak ke TMB. Pada saat itu, kedua katup masih menutup. Pada langkah inilah tenaga didapatkan, dan seiring gerak piston ke TMB, tekanan dan temperatur turun.
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah piston mencapai TMB kemudian katup *exhaust* membuka sementara katup inlet menutup. Piston mulai bergerak dari TMB ke TMA mendorong gas sisa hasil pembakaran keluar melalui katup *exhaust*.

2.2 Pembakaran pada *Engine* Bensin 4 Langkah

Pembakaran adalah oksidasi cepat yang menghasilkan cahaya dan panas bersamaan, juga oksidasi perlahan yang disertai relatif sedikit panas dan tanpa cahaya [2]. Dalam suatu *engine*, pembakaran yang terjadi adalah oksidasi cepat, campuran kimiawi yang relatif sangat cepat antara hidrogen dan karbon dalam bahan bakar dengan oksigen yang menghasilkan pembebasan energi dalam bentuk panas.

Dengan demikian, syarat yang harus ada dalam proses pembakaran didalam motor bakar adalah:

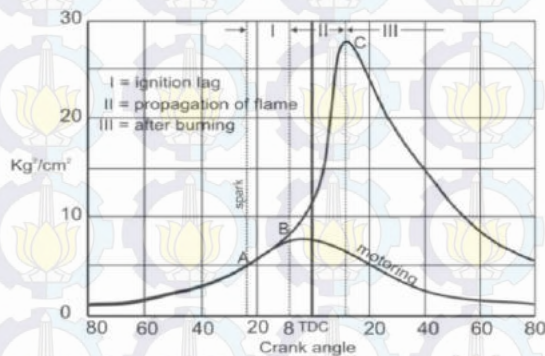
1. Adanya campuran bahan bakar dan udara yang dapat dibakar.
2. Adanya sesuatu yang memulai terjadinya pembakaran.
3. Adanya api yang stabil dan dapat mengembang di ruang bakar.

Dengan terpenuhinya tiga syarat tersebut, pembakaran dapat terjadi di dalam motor bakar.

2.3 Tahapan Proses Pembakaran Engine Bensin 4 Langkah

Proses pembakaran dalam motor bensin atau *Spark Ignition Engine* (SIE) dalam dibagi dalam dua tahapan, yaitu:

1. Tahap pertama adalah *ignition lag*, yaitu pertumbuhan dan perkembangan dari inti api yang berkembang sendiri.
2. Tahap kedua adalah *propagation of flame*, yaitu penyebaran api ke seluruh ruang bakar.



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada SIE

2.3.1 Ignition Lag

Ignition lag merupakan proses kimia yang berlangsung sekitar 10° sampai 15° derajat poros engkol dalam waktu $\pm 0,0015$ detik. Selama periode ini penyebaran atau kecepatan api berjalan lambat dan fraksi campuran bahan bakar dan udara yang terbakar sangat sedikit. Oleh karena itu, kenaikan tekanan hanya sekitar 1% dari tekanan maksimum pada pembakaran, sekitar 1,5% dari campuran kerja, dan volume yang dipakai oleh produk pembakaran sekitar 5% dari volume ruang bakar.

Durasi *ignition lag* tergantung pada faktor-faktor berikut:

1. Jenis dan kualitas dari bahan bakar.
2. Rasio campuran bahan bakar dan udara.
3. Temperatur dan tekanan awal.
4. Celah elektroda besi.
5. Turbulensi pembakaran didalam ruang bakar.

2.3.2 *Flame Propagation*

Tahap kedua dalam pembakaran merupakan fase terpenting, karena dalam fase ini kecepatan api saat pembakaran sangatlah tinggi karena menentukan laju kenaikan temperatur dalam silinder. Durasi dari *flame propagation* dipengaruhi oleh faktor-faktor dibawah ini:

1. Rasio bahan bakar dan udara.
2. Rasio kompresi *engine*.
3. Temperatur dan tekanan awal.
4. Beban motor.
5. Turbulensi pembakaran.
6. Kecepatan motor.
7. Ukuran motor.

2.4 *Parameter Unjuk Kerja Engine*

Unjuk kerja yang dihasilkan dari *engine* memperlihatkan baik atau tidaknya desain *engine* tersebut. Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja *engine* dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan.

Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja *engine* adalah sebagai berikut:

1. Torsi.
2. Daya efektif.
3. Tekanan efektif rata-rata (*bmep*).
4. Pemakaian bahan bakar spesifik (*bsfc*).
5. Efisiensi *thermal*.

6. Emisi gas buang.

2. 4. 1 Torsi

Torsi adalah ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Pada keadaan sehari-hari, torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk mendapatkan kecepatan tinggi. Torsi merupakan hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau lb.ft (British).

$$Torsi = P.R$$

Dimana:

P = Gaya tangensial

R = Lengan gaya *waterbrake*

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh motor dibaca pada *display eddy current dynamometer*. Torsi yang didapatkan masih dalam satuan lb.ft sehingga dibutuhkan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan metris. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah:

$$X = \text{faktor konversi} \left[\frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \times \frac{1 \text{ m}}{3.2808 \text{ ft}} \right]$$

Landi B. Sany, Inc.



Gambar 2.3 Eddy Current dynamometer

2. 4. 2 Daya Motor (*Brake Horse Power*)

Daya motor merupakan daya yang diberikan ke poros penggerak oleh motor per satuan waktu. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$bhp = T \times \omega$$

$$bhp = T \times 2 \times \pi \times n \quad (\text{Watt})$$

Dimana:

bhp = daya motor (Watt)

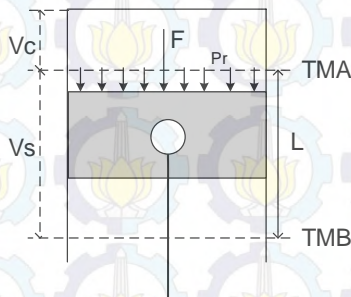
T = torsi motor (N.m)

n = putaran poros motor (rps)

2. 4. 3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure*)

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut disebut sebagai kerja per siklus per volume langkah piston.

Gaya dari tekanan yang bekerja pada piston dapat diilustrasikan dengan gambar berikut.



Gambar 2.4 Gaya-gaya yang bekerja pada piston

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \times A$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB :

$$W = F \times L = (P_r \cdot A) \times L$$

Daya Motor (Kerja persatuan waktu):

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana $\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \right)$; $z = 1$ (2 langkah), 2 (4 langkah)

Daya tiap silinder :

$$N = \frac{Pr \cdot A \cdot L \cdot n}{z}$$

Daya motor sejumlah “i” silinder :

$$N = \frac{Pr \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z}$$

Jika $N = \text{bhp}$ dan $P_r = \text{bmep}$, maka

$$\text{bmep} = \frac{\text{bhp} \times z}{A \times L \times n \times i} (\text{Pa})$$

Dimana :

bhp = daya motor, Watt

A = Luas penampang torak, m^2

L = Panjang langkah torak, m

i = Jumlah silinder

n = Putaran mesin, rps

z = 1 (motor 2 langkah) atau 2 (motor 4 langkah)

2.4.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption*)

Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine* yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya, atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya *Specific Fuel Consumption* dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Dimana:

\dot{m}_{bb} = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

bhp = daya motor (Watt)

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \cdot \text{Volume}$$

Dimana:

$$\rho_{bensin} = SG_{bensin} \cdot \rho_{H_2O} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

2. 4. 5 Efisiensi Thermal

Efisiensi *thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor [2].

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energi yang berguna}}{\text{Energi yang diberikan}} \times 100\%$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu (t), maka:

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja} / \text{waktu}}{\left(\text{panas yang diberikan} / \text{waktu} \right)} \times 100 \%$$

Dimana:

Kerja/waktu = daya (bhp)

Panas yang diberikan = nilai kalor \times massa bahan bakar

$$= Q \times \dot{m}_{bb}$$

Sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \times \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt . s)

\dot{m}_{bb} = laju aliran bahan bakar (kg/s)

Q = nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2.4.6 Efisiensi Volumetris (*Volumetric Efficiency*)

Efisiensi volumetris didefinisikan sebagai rasio dari volume udara yang dihisap piston kedalam silinder dengan volume silinder yang tersedia. Persamaan untuk menentukan efisiensi volumetris adalah:

$$\eta_v = \frac{v_i}{v_s} = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N}$$

Dimana:

η_v = efisiensi volumetris

v_i = volume udara yang masuk kedalam silinder

v_s = volume silinder yang tersedia

\dot{m}_a = volume flow rate udara

$\rho_{a,i}$ = massa jenis udara (kg/m^3)

V_d = volume silinder (m^3)

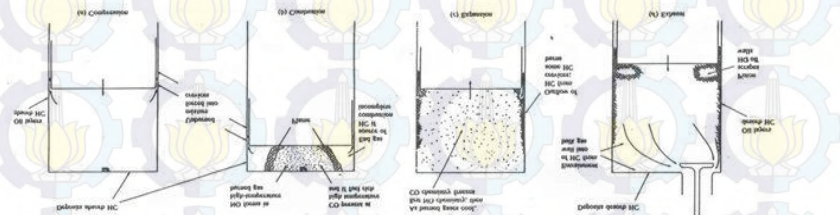
N = putaran *engine* (rps)

Efisiensi volumetris pada sebuah *engine* dipengaruhi oleh beberapa variabel seperti, seperti rasio kompresi rasio, waktu buka-tutup katup, desain pemasukan dan saluran udara, campuran udara dan bahan bakar, panas laten dari penguapan bahan bakar, panas dari pemasukan udara, tekanan silinder, dan kondisi atmosfer.

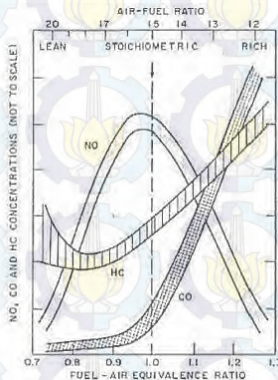
2.5 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan-bahan pencemar kedalam udara sedemikian rupa sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh polutan primer adalah partikulat, Sulfur Oksida (SO_x), Nitrogen Oksida (NO_x), Hidrokarbon (HC), dan Karbon

Monoksida (CO). Sementara polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen atau zat lain di udara, contohnya Ozon (O_3) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN), dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi. Proses terbentuknya polutan didalam silinder pada *Spark Igniton Engine* (SIE) konvensional secara sederhana ditunjukkan dalam gambar berikut:



Gambar 2.5 Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO, dan NO_x pada SIE



Gambar 2.6 Emisi gas buang *versus* air-fuel ratio pada SIE

Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap enteng. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2. 5. 1 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang [2]. Penyebab terbentuknya HC adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan, dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalan yang tertunda disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah, dan karena adanya *valve overlapping* sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

Polutan *unburned* hidrokarbon berasal dari beberapa sumber yang berbeda. Terdapat empat kemungkinan penyebab terbentuknya HC pada SIE, adalah sebagai berikut:

1. HC dalam volume *crevice*

Volume *crevice* adalah volume dengan celah yang sangat sempit sehingga api tidak dapat menjangkaunya yang merupakan sumber utama munculnya HC dalam gas buang. Volume *crevice* yang paling utama adalah volume diantara piston, ring piston dan dinding silinder. Volume *crevice* yang lainnya adalah *crevice* disekitar ulir besi, ruangan disekitar pusat elektroda busi, dan *crevice* disekitar gasket *head cylinder*.

2. Proses *flame quenching* pada dinding ruang bakar

Api akan padam ketika menyentuh dinding ruang bakar karena *heat loss (wall quenching)*, sehingga meninggalkan lapisan tipis yang terdiri dari campuran yang tidak terbakar dan terbakar sebagian.

3. Penyerapan uap bahan bakar kedalam lapisan oli pada dinding ruang bakar

Selama proses pengisian dan kompresi, uap bahan bakar diserap pula oleh oli pada ruang bakar, selanjutnya melepaskannya kembali ke ruang bakar selama langkah ekspansi dan pembuangan.

4. Pembakaran yang tidak sempurna

Terjadi ketika kualitas pembakaran buruk, baik terbakar sebagian (*partial burning*) maupun tidak terbakar sama sekali (*complete misfire*) akibat homogenitas, turbulensi, *air-fuel ratio* dan *spark timing* yang tidak memadai. Saat tekanan silinder turun selama langkah ekspansi, temperatur *unburned mixture* didepan muka api menurun, menyebabkan laju pembakaran menurun. Temperatur *unburned* didepan muka api terlalu rendah menyebabkan api padam. Hal ini dapat menyebabkan konsentrasi HC dalam gas buang meningkat tajam.

2. 5. 2 Karbon Monoksida (CO)

Gas karbon monoksida (CO) merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu atas titik didihnya dan mudah larut dalam air [2]. Dalam dunia industri, CO dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas CO merupakan komponen utama dalam udara tercemar, karena kereaktifan gas CO terhadap *hemoglobin* dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen dan menyebabkan gangguan syaraf pusat. Pembakaran yang normal pada SIE akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi, dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada didalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama gas buang.

Karbon monoksida juga sangat ditentukan oleh kualitas campura, homogenitas, dan *air-fuel ratio*. Semakin baik kualitas campuran dan homogenitas akan mempermudah oksigen untuk bereaksi dengan karbon. Jumlah oksigen dalam campuran (*air-fuel ratio*) juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen sehingga terbentuk CO. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada

campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida (CO_2) bisa berdisosiasi (melepaskan diri) membentuk karbon monoksida dan oksigen.

2.6 *Camshaft*



Gambar 2.7 *Camshaft*

Camshaft adalah salah satu bagian motor bakar torak yang berfungsi sebagai pengatur buka-tutupnya katup masuk dan katup buang, caranya dengan menekan katup supaya bergerak naik-turun. Sesuai dengan namanya, *camshaft* berbentuk sebuah poros yang terdapat tonjolan (*lobe*) dibagian tengahnya dan pada kedua ujungnya terdapat bantalan atau *bearing*. Pada umumnya, *engine-engine* saat ini telah mengadopsi teknologi OHC atau *overhead camshaft*. Dimana letak *camshaft* sudah berada diatas kepala silinder. Baik untuk tipe SOHC maupun DOHC. SOHC atau *single overhead camshaft* hanya memiliki satu buah *camshaft* di kepala silinder, sedangkan DOHC atau *double overhead camshaft* memiliki dua *camshaft* di kepala silinder yang masing-masing mengatur buka-tutup katup masuk dan katup buang.

Camshaft sendiri digerakkan oleh putaran dari poros engkol yang dihubungkan dengan *belt* ataupun rantai. *Camshaft* berputar setengah putaran dari putaran poros engkol. Maka dari itu, hubungan antara putaran *camshaft* dengan poros engkol

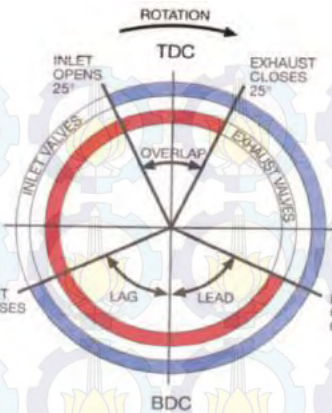
sangat penting. Karena *camshaft* yang mengatur waktu buka-tutupnya saluran masuk dan saluran buang berdasarkan derajat poros engkol, sehingga hubungan inilah yang berperan terhadap ketepatan waktu buka-tutup katup sesuai dengan desain yang telah ditentukan

2. 6. 1 Cara Kerja *Camshaft*

Waktu pembukaan katup pada siklus ideal yaitu pada saat dimana piston di titik mati atas ataupun bawah, namun beberapa halangan menyebabkan mereka tidak mungkin membuka pada saat-saat tersebut, namun harus dibuka atau ditutup sebelum dan sesudah titik mati. Ada dua faktor utama yang menyebabkan yaitu mekanikal dan dinamik [2].

Faktor mekanikal, katup-katup dibuka dan ditutup oleh mekanisme *cam* yang mana disana terdapat celah antara *cam*, *tappet* dan katup yang harus diangkat secara perlahan untuk menghindari keausan dan suara berisik, dengan alasan yang sama katup tidak boleh ditutup secara mendadak, atau akan terjadi *bouncing*, sehingga bentuk dari kontur harus sedemikian rupa sehingga tidak terjadi *bouncing*. Dengan demikian, maka jelas bahwa terbuka dan tertutupnya katup membutuhkan derajat engkol yang lebih lama dari yang disediakan 90° , yaitu sekian derajat sebelum dan sekian derajat sesudah titik mati. Ini berlaku baik untuk katup masuk maupun katup buang.

Faktor dinamik, selain masalah mekanikal untuk membuka dan menutup katup maka yang diperhatikan disini adalah akibat aliran dinamik gas yang terjadi pada katup.



Gambar 2.8 Diagram buka-tutup katup

1. Buka-tutup katup masuk

Pada diagram katup masuk terlihat bahwa klep masuk terbuka pada 25° sebelum titik mati atas tau sebelum piston benar-benar memulai siklus hisap. Ini dilakukan dengan tujuan untuk member bukaan katup yang lebih awal sehingga saat piston berada di titik mati atas, katup masuk sudah terangkat dari dudukannya untuk mempersiapkan siklus hisap.

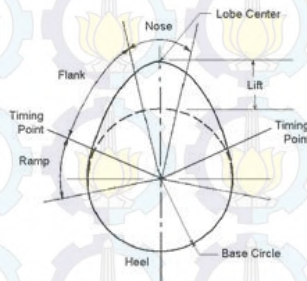
Siklus hisap masih terjadi hingga saat piston bergerak turun, menyebabkan campuran udara dan bahan bakar kedalam silinder. Dan katup masuk masih dalam keadaan membuka pada saat piston di titik mati bawah, kemudian menutup pada 65° setelah titik mati bawah.

2. Buka-tutup katup buang

Sebelum siklus buang akan terjadi siklus ekspansi, dimana piston bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah. Namun sebelum piston mencapai titik mati bawah, cam mulai mulai menggerakkan katup buang untuk membuka pada 65° sebelum titik mati bawah.

Siklus buang masih terjadi hingga piston berada di titik mati atas, dan akan menutup 25° setelah titik mati atas. Hal ini bertujuan untuk mengoptimalkan pembilasan gas sisa pembakaran yang akan dikeluarkan menuju saluran buang.

2. 6. 2 Bagian-bagian *Camshaft*

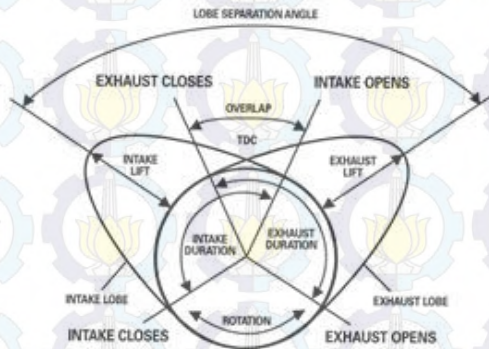


Gambar 2.9 Bagian-bagian *camshaft lobe*

1. *Base circle*, bagian dasar dari *camshaft* atau diameter dasar, pada saat katup menyentuh bagian ini maka katup akan berada pada posisi tertutup.
2. *Ramp*, adalah bagian dari profil *camshaft* yang memberikan celah sebelum katup mulai terangkat dari dudukannya.
3. *Flank*, adalah bagian profil diantara *ramp* dan *nose*, ini merupakan bagian terpenting dari *camshaft* karena bagian ini mengatur kecepatan dan akselerasi dari pergerakan katup.
4. *Nose*, adalah bagian sudut terbesar pada *camshaft*, dan ketinggian dari angkatan katup ditentukan oleh besar dan tinggi dari bagian *nose* ini. Tetapi ketinggian *nose* harus dalam kemampuan kerja dari pegas katup, karena bila tidak, akan terjadi *floating* yang dapat menyebabkan katup bertabrakan dengan piston.

5. *Lift*, adalah tinggi bubungan yang mengangkat katup, yaitu selisih antara *base circle* dengan tinggi total bubungan.

2. 6. 3 Faktor-faktor yang Mempengaruhi Kerja *Camshaft*



Gambar 2.10 Bagian-bagian *camshaft*

1. Waktu membuka dan menutup

Adalah waktu pembukaan dan penutupan katup masuk dan katup buang yang diatur oleh bentuk lobe dari *camshaft*. Sedangkan *camshaft* sendiri bergerak secara rotasi yang digerakkan oleh poros engkol. Maka satuan dari waktu buka-tutup katup adalah derajat ($^{\circ}$) poros engkol.

2. Durasi

Adalah lamanya waktu buka-tutup katup dihitung dari awal membuka hingga akhir menutupnya katup. Satuan durasi *camshaft* adalah derajat ($^{\circ}$) poros engkol. Durasi *camshaft* menentukan banyaknya jumlah pemasukan campuran bahan bakar dengan udara dan pembuangan gas sisa pembakaran. Maka semakin besar durasi maka semakin banyak pemasukan campuran bahan bakar dengan udara, dan hal ini akan meningkatkan efisiensi pembakaran pada ruang

bakar. Dan pada langkah pembuangan akan berpengaruh dengan terbuangnya gas sisa pembakaran dengan baik.

3. *Overlap*

Adalah kondisi dimana katup masuk dan katup buang terbuka bersamaan. Ini terjadi di akhir langkah pembuangan atau di awal langkah pemasukan, dimana katup masuk mulai membuka sedangkan katup buang hampir menutup sempurna.

Overlap adalah bagian dari prinsip kerja *engine* 4 langkah dan besarnya dinyatakan dalam derajat ($^{\circ}$). *Overlap* menghasilkan efek pembilasan di ruang bakar yang bertujuan untuk mengefisiensikan jumlah pemasukan campuran udara dengan bahan bakar serta membantu mendorong keluar gas sisa pembakaran menuju saluran buang.

4. *Lobe lift*

Adalah jarak selisih antara jari-jari dasar *camshaft* dengan tinggi *lobe*. Hal ini berperan terhadap jarak main buka-tutup katup. Besaran *lobe lift* dinyatakan dalam satuan mm (millimeter).

5. *Lobe Separation Angle(LSA)*

Adalah angka besaran derajat antara titik tengah dari kedua puncak bubungan *camshaft*. Besaran LSA menentukan besar kecilnya derajat *overlap*. Dimana semakin lebar jarak LSA, maka akan semakin kecil derajat *overlap*, juga sebaliknya semakin sempit jarak LSA, maka derajat *overlap* akan semakin besar.

2.7 *Software LOTUS Engine Simulation*

LOTUS Engine Simulation adalah program simulasi yang dapat memprediksi unjuk kerja dari sebuah *engine*. *Software* ini didesain untuk digunakan pada desktop *PC* dengan *Windows*

NT/98/2000. Tampilan didasarkan pada standar LOTUS ENGINEERING *software 'look-and-feel'* dan menawarkan intuisi yang sama dengan aplikasi Windows lainnya.

Menggunakan program simulasi mengikuti beberapa prosedur dibawah ini:

- Merangkai model simulasi dengan memasukkan spesifikasi dimensi *engine* dan *manifold*. Termasuk beberapa data, diantaranya:
 - Diameter silinder, langkah piston dan dimensi batang piston
 - Rasio kompresi
 - Ukuran katup dan waktu buka tutup katup
 - Aliran fluida pada saluran masuk dan buang
 - Dimensi saluran masuk dan buang
 - Kecepatan kerja *engine*
 - Data pelepasan panas pada saat pembakaran
 - Perbandingan campuran udara dengan bahan bakar serta temperatur dan tekanan udara masuk
- Menggambarkan data spesifikasi *engine* dan kondisi pengujian. Pengguna dapat melihat hasil simulasi dengan menggunakan *Job Status screen*.
- Menghitung hasil untuk data siklus rata-rata seperti, efisiensi volumetris, BSFC, torsi dan daya, serta data *intra-cycle* seperti, tekanan, temperatur, dan laju aliran massa tersedia pada hasil simulasi dengan bentuk grafik.

LOTUS *Engine Simulation* telah diaplikasikan secara ekstensif di dunia luas dan telah divalidasi melalui LOTUS dengan tipe *engine* yang luas. *Software* ini juga mampu mensimulasikan *projected engine system* dan selalu di-update oleh LOTUS *co-operation*.

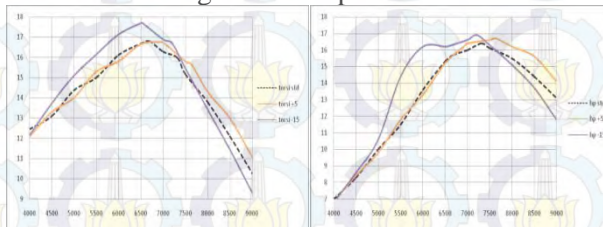
2.8 Penelitian Terdahulu

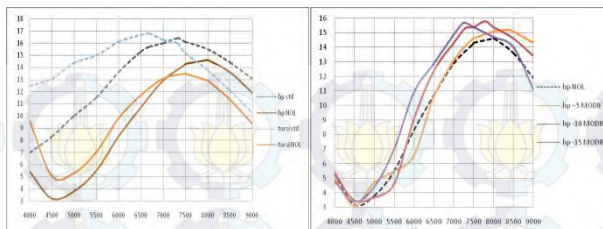
Penelitian yang dilakukan oleh Kusbandono [4] menggunakan metode komparasi antara unjuk kerja engine standar dengan variasi dan modifikasinya di laboratorium

performa motor UNESA (Universitas Negeri Surabaya) menggunakan mesin motor bensin 4 langkah 4 katup DOHC, dengan memakai sasis *dynamometer* inersia dengan memvariasikan derajat bukaan katup intake standar (*intake open* 5° sebelum TMA – *intake close* 40° setelah TMB) dan derajat bukaan katup intake modifikasi (*intake open* 23° sebelum TMA – *intake close* 56° setelah TMB). Variasi derajat bukaan katup standar dilakukan dengan menggeser *intake camshaft* $+15^\circ$ $+10^\circ$ $+5^\circ$ -5° -10° dihitung dari titik bukaan standar dan variasi bukaan katup modifikasi dengan mengganti cam intake dengan *camshaft* modifikasi dan juga menggeser cam intake $+15^\circ$ $+10^\circ$ $+5^\circ$ -5° -10° juga dihitung dari titik bukaan intake modifikasi.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian untuk *camshaft* standar, pergeseran -15° memberikan unjuk kerja daya dan torsi terbaik untuk rentang putaran bawah hingga 7500 rpm. Sedangkan untuk rentang putaran diatas 7500 rpm, pergeseran $+5^\circ$ memberikan unjuk kerja yang terbaik dibanding unjuk kerja *camshaft* standar tanpa pergeseran. Aplikasi *camshaft* modifikasi tidak memberikan unjuk kerja lebih baik dibanding unjuk kerja *camshaft* standar jika tidak diimbangi dengan modifikasi pada part mesin yang lainnya. Unjuk kerja *camshaft* modifikasi dengan pergeseran -15° memberikan nilai unjuk kerja lebih baik dibanding tanpa pergeseran di rentang putaran bawah hingga 7500rpm. Dan pergeseran $+5^\circ$ memberikan unjuk kerja lebih baik untuk rentang diatas 7500rpm.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Kusbandono [4]:





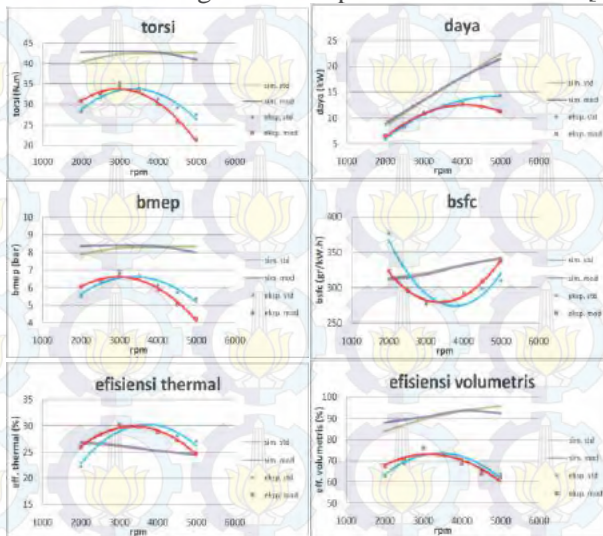
Gambar 2.11 Grafik hasil eksperimental Kusbandono [4]

Penelitian yang dilakukan oleh Machmud [5] difokuskan pada mesin SINJAI 2 silinder 650 cc sistem pemasukan bahan bakar injeksi dengan variasi pada durasi *camshaft* baik pada *camshaft* saluran masuk maupun *camshaft* saluran buang. Penambahan dan pengurangan nilai durasi dilakukan secara simetris pada tiap *camshaft*, yaitu dengan 7 macam variasi durasi masing-masing 5° sehingga total durasi menjadi 218° , 228° , 238° , 248° (standar), 258° , 268° dan 278° . Sebelum melakukan eksperimental, terlebih dahulu dilakukan simulasi dengan tujuan untuk mengetahui hasil unjuk kerja yang terbaik. Simulasi dilakukan pada engine SINJAI 650 cc DOHC direct injection dan SOHC port injection.

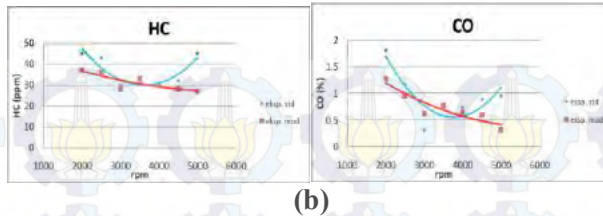
Dari hasil simulasi menggunakan LOTUS *Engine Simulation* pada SOHC *port injection* dan DOHC *direct injection* diperoleh durasi *camshaft* terbaik 228° dengan peningkatan torsi 1.3%, daya 1.3%, bmep 1.33%, efisiensi thermal 0.22%, efisiensi volumetris 1.04% dan penurunan bsfc 0.227%. Dengan membandingkan hasil unjuk kerja simulasi, DOHC *direct injection* menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik dari SOHC *port injection* dengan peningkatan torsi 30%, daya 30%, bmep 30%, efisiensi thermal 26%, efisiensi volumetric 2% dan penurunan bsfc 20%. Dari hasil eksperimen dengan menggunakan *camshaft* modifikasi 228° menghasilkan beberapa penurunan unjuk kerja, yaitu penurunan torsi 4.11%, daya 6.75% dan bmep 4.11%, namun mengalami kenaikan pada efisiensi thermal 0.68%, efisiensi volumetris 0.198%, penurunan bsfc 1.2%, emisi CO dan HC menurun masing-masing 22% dan

14.78%. Kemudian jika membandingkan hasil simulasi dengan eksperimen pada camshaft standar dan modifikasi, diketahui bahwa simulasi menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar dari eksperimen dengan selisih torsi 38%, daya 38%, bmep 38%, efisiensi volumetris 33%, efisiensi thermal lebih rendah 4%, dan bsfc lebih rendah 5%. Sedangkan pada emisi gas buang pada hasil eksperimen, nilai HC tertinggi pada 45 ppm/2000 rpm dengan camshaft standar, dan CO tertinggi pada 1.814% /2000 rpm dengan camshaft standar. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi camshaft dapat menurunkan emisi gas buang yang dihasilkan oleh engine. Jika penurunan HC dan CO dirata-rata maka HC mengalami penurunan sekitar 14.78% dan CO sekitar 22%.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Machmud [5]:



(a)



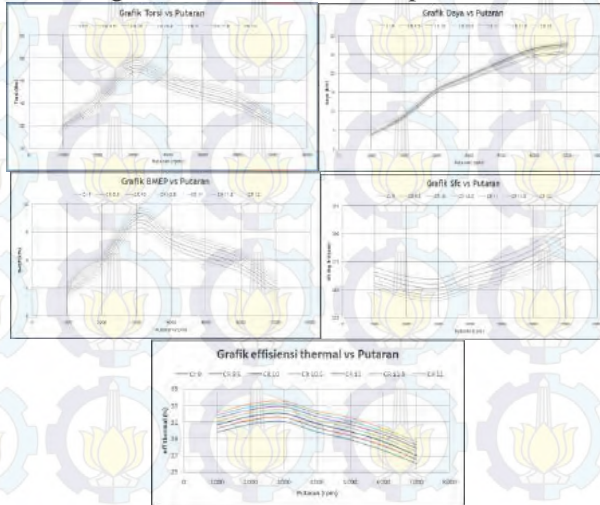
Gambar 2.12 Grafik perbandingan hasil simulasi dan eksperimen (a) dan emisi gas buang (b) dari penelitian Machmud [5]

Penelitian yang dilakukan oleh Adi [6] dengan dua metode yaitu eksperimental dan simulasi, metode eksperimental menggunakan mesin SINJAI 650cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara *port injection* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS. Pengujian sistem pemasukan bahan bakar tersebut dilakukan pada variasi putaran mesin 2000 rpm, 2500 rpm, 3000 rpm, 3500 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm dan 5000 rpm, sedangkan metode simulasi dilakukan pada sistem *port injection* dan *direct injection* menggunakan *software* LOTUS Engine Simulation, dengan tujuan untuk mengetahui nilai unjuk kerja masing-masing sistem.

Hasil dari perancangan dan penelitian ini didapatkan pemodelan mesin SINJAI 650cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara *direct injection* yang menghasilkan unjuk kerja lebih baik dari pada mesin SINJAI 650cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara *port injection*, baik secara eksperimen maupun simulasi. Dari hasil simulasi pada sistem *direct injection* dihasilkan daya maksimal sebesar 26.33kW pada 7000rpm, torsi maksimal sebesar 48.27N.m pada 3000 rpm, *bmeP* maksimal sebesar 9,42bar pada 3000rpm, *sfc* minimum sebesar 251,49g/kW.jam pada 3000rpm, efisiensi *thermal* sebesar 32,03% pada 3000rpm. sedangkan pada sistem *port injection* dihasilkan daya maksimal sebesar 22.60kW pada 7000rpm, torsi maksimal sebesar 43.26N.m pada 3000 rpm, *bmeP* maksimal sebesar 8.44bar pada 3000rpm, *sfc* minimum sebesar

282,78g/kW.jam pada 3000rpm, efisiensi *thermal* sebesar 28.49% pada 3000rpm.

Berikut grafik hasil simulasi dari penelitian Adi [6]:



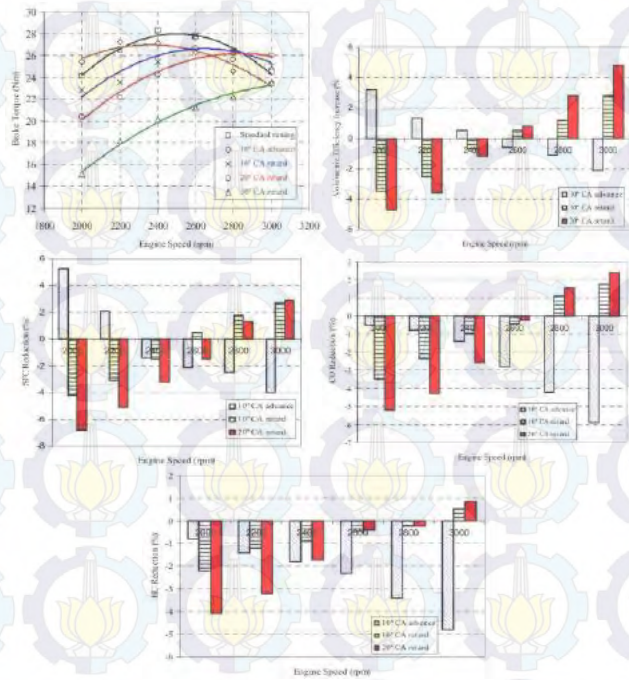
Gambar 2.13 Grafik hasil simulasi Adi [6]

Penelitian yang dilakukan oleh CINAR & AKGUN [7] adalah dengan membandingkan variasi waktu penutupan *camshaft* saluran masuk terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada *engine* bensin satu silinder 487 cc sistem karburator. Variasi waktu penutupan yang digunakan adalah 38°, 48° (standar), 58°, 68° dan 78° setelah titik mati bawah. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 2000 rpm hingga 3000 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, efisiensi volumetris, konsumsi bahan bakar spesifik, konsentrasi CO dan HC.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian adalah, efisiensi volumetris dan torsi cenderung turun dan konsumsi bahan bakar spesifik meningkat seiring dengan meningkatnya waktu penutupan katup masuk lebih dari 30° dari spesifikasi standar pada putaran rendah ke putaran tinggi. Konsentrasi CO dan HC menurun hanya pada saat putaran tinggi.

Berikut adalah grafik hasil penelitian CINAR & AKGUN

[12]:



Gambar 2.14 Grafik hasil eksperimental CINAR & AKGUN [12]

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Metode yang dilakukan dalam penelitian ini ialah metode simulasi dan metode eksperimen. Pengujian simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* LOTUS *Engine Simulation* (LES). Pengujian eksperimen dilakukan pada mesin SINJAI 2 solinder *in-line* dengan putaran mesin bervariasi. Tempat pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB) Teknik Mesin ITS, Surabaya. Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

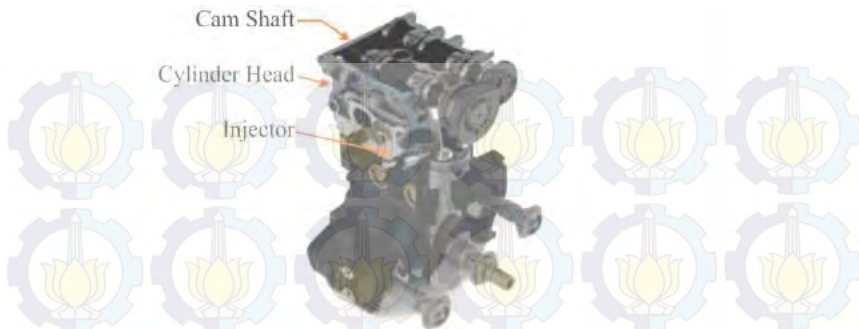
1. Tahap pertama adalah studi literatur tentang perkembangan teknologi pada *valve-train* terutama komponen *camshaft* yang berfungsi mengatur waktu buka-tutup katup.
2. Tahap kedua adalah melakukan simulasi menggunakan *software* LOTUS *Engine Simulation* terhadap mesin 4 langkah SINJAI 650 cc 2 silinder *in-line* dengan teknologi *Single Overhead Camshaft* (SOHC) *port injection*. Penambahan durasi *camshaft* divariasikan 3° secara simetris dengan durasi standar 248° menjadi 254° , 260° , 266° , 272° dan 278° . Dari hasil simulasi didapatkan data unjuk kerja dari *engine* SINJAI, yaitu daya, torsi, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar, efisiensi *thermal*, efisiensi volumetris, dan emisi gas buang.
3. Tahap ketiga adalah analisa pada data emisi gas buang dan *gas flow* dan pengaruhnya terhadap unjuk kerja *engine*.
4. Tahap keempat adalah hasil besaran durasi *camshaft* terbaik dari simulasi akan dibuat dan dilakukan pengujian eksperimen pada *engine* SINJAI 650 cc SOHC.

5. Melakukan pengujian *engine* SINJAI 650 cc SOHC untuk mendapatkan hasil unjuk kerja aktual, yaitu daya, torsi, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar, efisiensi thermal, efisiensi volumetris, dan emisi gas buang. Kemudian akan dilakukan perbandingan terhadap hasil unjuk kerja aktual dengan hasil simulasi.

3.2 *Engine* SINJAI 650 cc

Berikut spesifikasi dasar *engine* SINJAI 650 cc yang akan menjadi acuan dalam proses penelitian:

- Model : SINJAI
- Jumlah silinder : 2 silinder segaris
- Konfigurasi : SOHC
- Sistem pemasukan bb : Port injection
- Pendinginan *engine* : Pendingin cairan
- Diameter x langkah : 76 x 71 mm
- Rasio kompresi : 9,0 : 1
- Daya maksimum : 18 kW / 4500 rpm
- Torsi maksimum : 49 N.m / 3300 rpm
- Putaran lambat : 900 ± 50 rpm
- Volume langkah : 0,322 liter per silinder
- Valve timing
 - Katup masuk membuka : 25° BTDC
 - Katup masuk menutup : 43° ABDC
 - Katup buang membuka : 53° BBDC
 - Katup buang menutup : 15° ATDC
 - Celah katup masuk : 0,15 ± 0,2 mm (*cold*)
0,09 ± 0,2 mm (*hot*)
 - Celah katup buang : 0,25 ± 0,2 mm (*cold*)
0,18 ± 0,2 mm (*hot*)

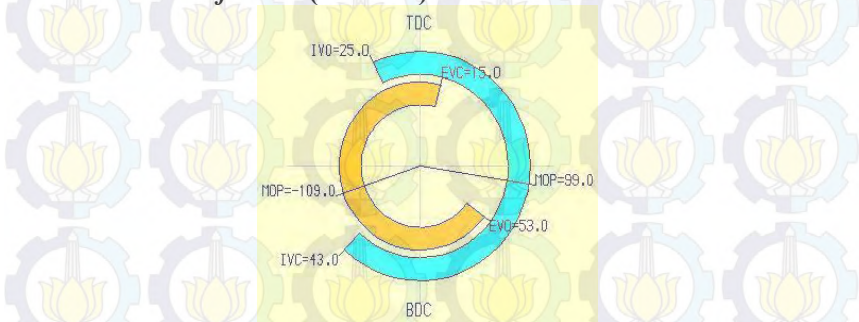


Gambar 3.1 Engine SINJAI 650cc DOHC direct injection

3.3 Variasi Durasi Camshaft

Pada penelitian ini, desain *camshaft* akan dilakukan penambahan durasi pada saat katup sebelum membuka dan setelah katup menutup. Penambahan dilakukan secara simetris sebesar 3° poros engkol pada *intake camshaft* dan *exhaust camshaft*. Besaran daripada *Lobe Separation Angel* (LSA) tidak berubah, yaitu 104° .

3.3.1 Camshaft 248° (Standar)



Gambar 3.2 Durasi camshaft 248° (standar)

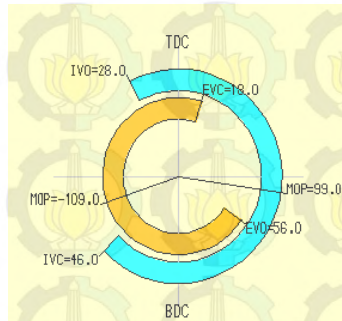
Keterangan:

<i>Intake valve open</i> (IVO)	: 25° BTDC
<i>Intake valve close</i> (IVC)	: 43° ABDC
<i>Exhaust valve open</i> (EVO)	: 53° BBDC
<i>Exhaust valve close</i> (EVC)	: 15° ATDC

Maximum opening point (MOP): Intake : 99° dari TDC
Exhaust : 109° dari TDC

Overlap : 40°
Sudut LSA : 104°

3.3.2 Camshaft 254°

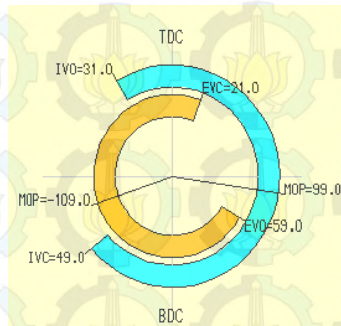


Gambar 3.3 Durasi camshaft 254°

Keterangan:

IVO : 28° BTDC
 IVC : 46° ABDC
 EVO : 56° BBDC
 EVC : 18° ATDC
 MOP : *Intake* : 99° dari TDC
 : *Exhaust* : 109° dari TDC
Overlap : 46°
Sudut LSA : 104°

3.3.3 Camshaft 260°

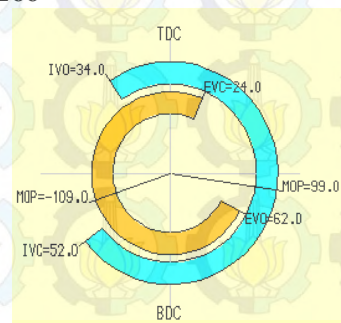


Gambar 3.4 Durasi camshaft 260°

Keterangan:

IVO : 31° BTDC
 IVC : 49° ABDC
 EVO : 59° BBDC
 EVC : 21° ATDC
 MOP : Intake : 99° dari TDC
 Exhaust : 109° dari TDC
 Overlap : 52°
 Sudut LSA : 104°

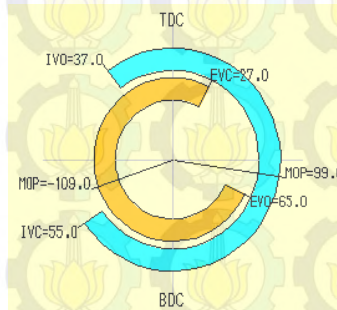
3.3.4 Camshaft 266°



Gambar 3.5 Durasi camshaft 266°

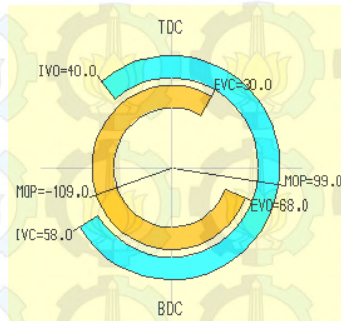
Keterangan:

IVO	: 34° BTDC
IVC	: 52° ABDC
EVO	: 62° BBDC
EVC	: 24° ATDC
MOP	: <i>Intake</i> : 99° dari TDC
	: <i>Exhaust</i> : 109° dari TDC
Overlap	: 58°
Sudut LSA	: 104°

3.3.5 Camshaft 272°**Gambar 3.6 Durasi camshaft 272°****Keterangan:**

IVO	: 37° BTDC
IVC	: 55° ABDC
EVO	: 65° BBDC
EVC	: 27° ATDC
MOP	: <i>Intake</i> : 99° dari TDC
	: <i>Exhaust</i> : 109° dari TDC
Overlap	: 64°
Sudut LSA	: 104°

3.3.6 Camshaft 278°



Gambar 3.7 Durasi camshaft 278°

Keterangan:

IVO	: 40° BTDC
IVC	: 58° ABDC
EVO	: 68° BBDC
EVC	: 30° ATDC
MOP	: Intake : 99° dari TDC
	: Exhaust : 109° dari TDC
Overlap	: 70°
Sudut LSA	: 104°

3.4 Pengujian dengan Metode Simulasi

3.4.1 Software Simulasi

Simulasi numerik dilakukan dengan software pembantu yaitu *Lotus Engine Simulation* (LES). Berfungsi untuk mendapatkan nilai unjuk kerja engine seperti torsi, daya, bmep, bsfc, efisiensi thermal salah satunya dengan variasi waktu pengapian tanpa adanya keterbatasan dari alat eksperimen.

3.4.2 Alur Penelitian dengan Metode Simulasi

Tahapan pengujian dengan menggunakan metode simulasi:

1. Studi literatur dilakukan guna memberikan pemahaman teoritis yang komprehensif kepada penulis serta menyediakan data – data yang dibutuhkan sebagai dasar dan langkah awal penelitian.
2. Penentuan spesifikasi *engine* uji.
3. Pengukuran dimensi *engine* yang akan digunakan referensi simulasi dengan *Lotus Engine Simulation* (LES).
4. Membuat layout pada *Lotus Engine Simulation* (LES).
5. Simulasi kinerja *engine* menggunakan *Lotus Engine Simulation* (LES), dengan memvariasikan waktu pengapian.
6. Validasi hasil numerik dengan eksperimental, membandingkan hasil simulasi numerik dengan pengujian eksperimental.
7. Melakukan pembahasan dan analisa dari hasil penelitian yang dilakukan.
8. Mengambil kesimpulan berdasarkan hasil pembahasan dan analisa.

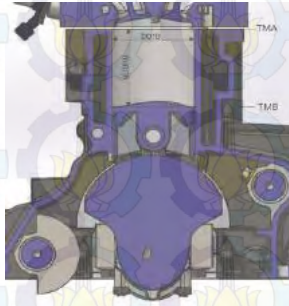
3. 4. 3 Pengukuran Dimensi Engine

Tabel 3.1 Objek Pengukuran dan Dimensi yang Diukur

Objek pengukuran	Dimensi
Slider crank	Con-rod length, pin off-set, bore dia.
Intake/Exhaust plenum	Litres, Surface area.
Valve port	Intake & exhaust throat.
Valve mechanism	Valve duration (open-close)& max.lift

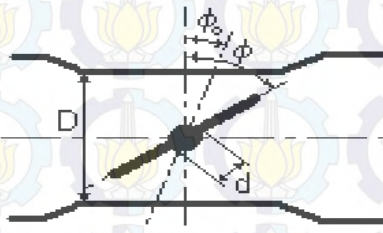
Untuk mendapatkan data input dari Lotus Engine Simulation maka diperlukan pengukuran dimensi dari part *engine* tersebut. Berikut adalah bagian – bagian yang diukur untuk dimasukkan kedalam data input Lotus Engine Simulation.

- SLIDER CRANK



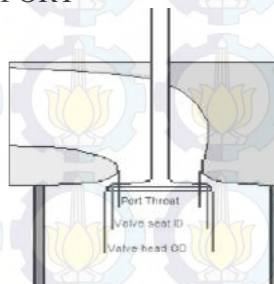
Gambar 3.8 Dimensi *slider crank*

- INTAKE THROTTLE



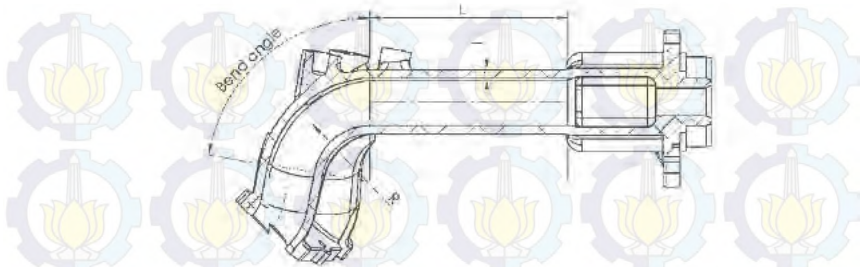
Gambar 3.9 Dimensi intake throttle

- VALVE PORT



Gambar 3.10 Dimensi *valve port*

- BEND/STRAIGHT PIPE

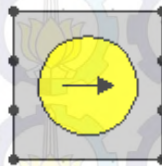


Gambar 3.11 Dimensi *bend/straight pipe*

3. 4. 4 Pemodelan dengan Lotus Engine Simulation

Pada pemodelan dengan LES, yang pertama kali dilakukan adalah memasukkan sejumlah komponen *engine*, dalam hal ini *fuel*, *inlet/outlet*, *bend & straight pipe*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism* (*intake & exhaust poppet valves*) dan *cylinder* ke dalam *main windows*. Komponen tersebut kemudian disusun secara seri dan berurutan mulai dari *inlet* hingga *outlet*. Berikut adalah metode yang dilakukan dalam melakukan simulasi menggunakan Lotus Engine Simulation.

1. Memasukkan komponen *cylinder* kedalam *main windows* Lotus Engine Simulation (LES) kemudian memasukkan data input seperti *bore* (mm), *stroke* (mm), *Con-rod Length* (mm), *Pin Off-Set* (mm), *Compression Ratio*, *combustion model*.



Gambar 3.12 Simbol *cylinder* pada LES

- Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust valve* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *valve open* (deg), *valve close* (deg), *dwell at max* (deg), dan *max lift* (mm).



Gambar 3.13 Simbol *intake and exhaust valve* pada LES

- Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust port* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *valve throat diameter* (mm).



Gambar 3.14 Simbol *intake and exhaust port* pada LES

- Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust plenum* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *volume* (litres), *surface area* (mm²), dan *wall temperature* (°C).



Gambar 3.15 Simbol *intake and exhaust plenum* pada LES

- Memasukkan komponen *intake throttle* kedalam *main windows* LES kemudian memilih *throttle type* yang akan disimulasikan, dalam hal ini digunakan *type butterfly*. Kemudian memasukkan data input seperti *throttle diameter* (mm), *closed angle* (deg), *throttle angle* (deg), dan *spindle diameter* (mm).



Gambar 3.16 Simbol *intake throttle* pada LES

6. Memasukkan komponen pipa kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *wall material*.



Gambar 3.17 Simbol *straight pipe* pada LES

7. Memasukkan komponen *bend pipe* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *bend angle* (deg), *bend radius* (deg) dan *wall thickness* (mm).



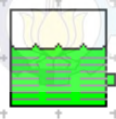
Gambar 3.18 Simbol *bend pipe* pada LES

8. Memasukkan komponen *default inlet* dan *exit* kedalam *main windows* LES, pilih *boundary data* kemudian memasukkan nilai tekanan dan temperatur ambient pada setiap putaran *engine*.



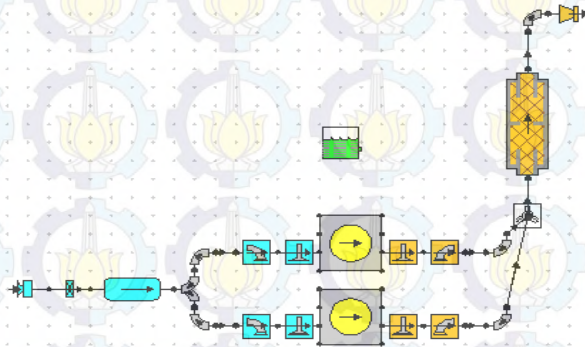
Gambar 3.19 Simbol *default inlet and exit* pada LES

9. Memilih komponen bahan bakar pada *main windows* LES, kemudian untuk merubah data input dari bahan bakar dipilih *fuel type*, *user defined*. Masukkan data input bahan bakar seperti *calorific value* (kj/kg), *density* (lg/litre), *H/C ratio fuel* (molar),



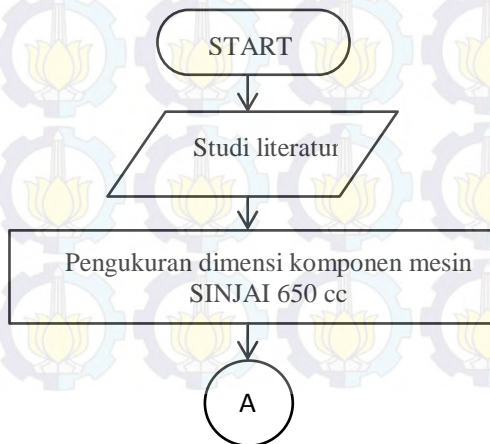
Gambar 3.20 Simbol bahan bakar pada LES

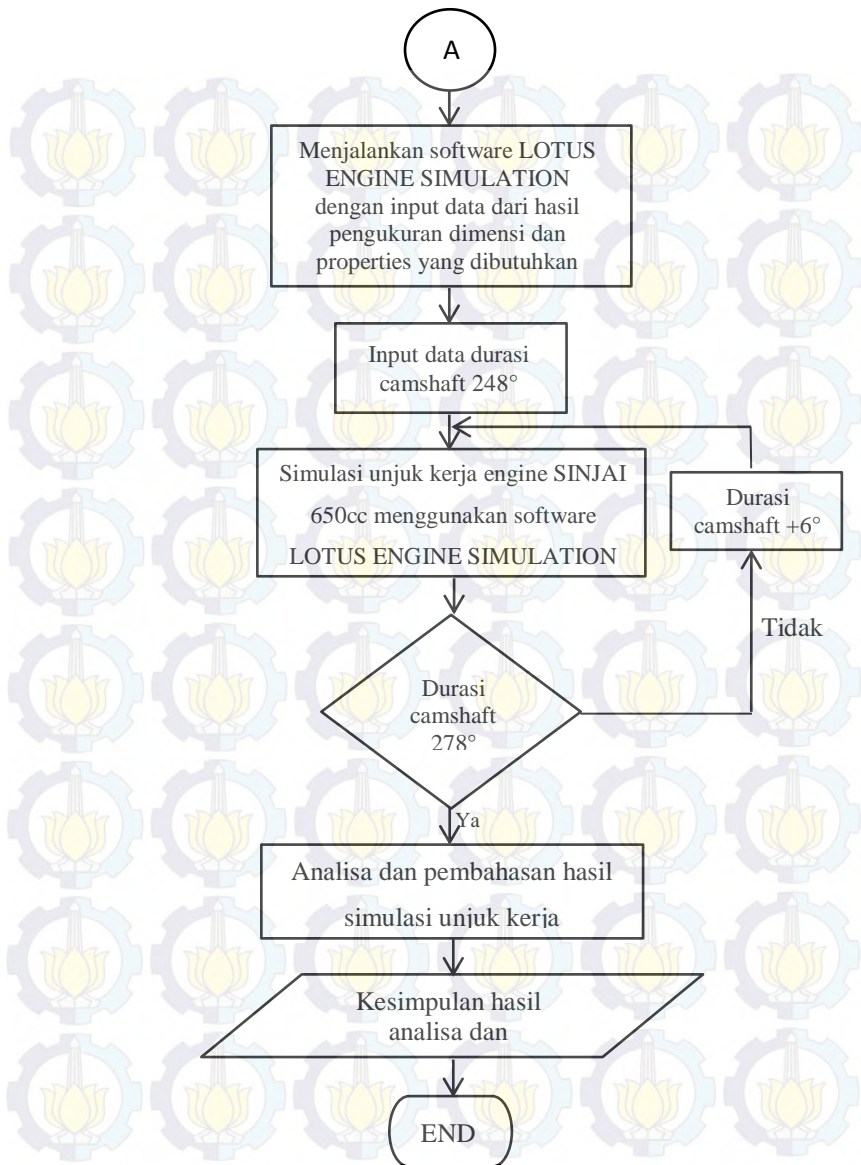
10. Untuk memilih data *steady state* maka dipilih data, *test conditions*, *steady state create wizard*. Kemudian memasukkan data inputan seperti *ambient air pressure* (bar abs), *ambient air temperature* (C), *inlet pressure* (bar abs), *inlet temperature* (C), *exit pressure* (bar abs), *specific humidity*.



Gambar 3.21 Skema pemodelan sistem pada Lotus Engine Simulation

3. 4. 5 Flowchart Penelitian dengan Simulasi





Gambar 3.22 *Flowchart* penelitian metode simulasi

3. 5 Pengujian dengan Metode Ekperimental

3. 5. 1 Pengujian Unjuk Kerja *Engine*

Pengujian metode eksperimen pada *engine* SINJAI SOHC 650cc system *port injection* dengan putarane *engine* bervariasi. Pelaksanaan pengujian eksperimen bertempat di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

3. 5. 2 Peralatan Uji

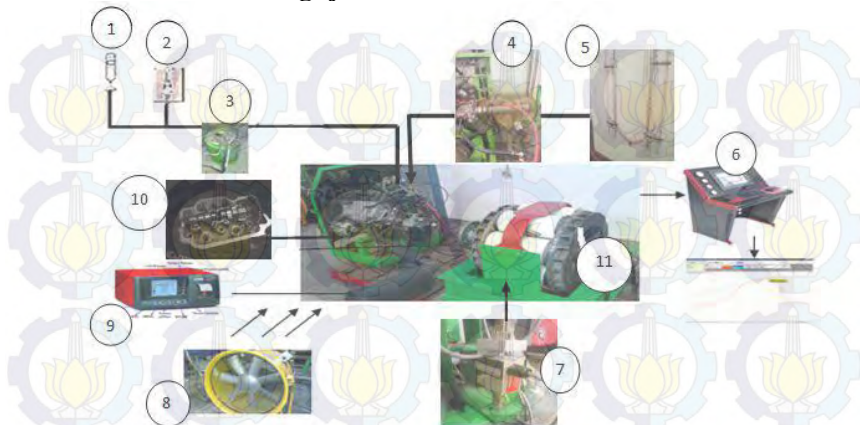
Peralatan dalam pengujian metode eksperimen adalah sebagai berikut:

1. *Engine* SINJAI 650cc dua silinder SOHC *port injection*
2. *Camshaft*
3. *Eddy Current Dynamometer*
4. *Blower*
5. Tabung/gelas ukur bahan bakar
6. Manometer U
7. *Stopwatch*
8. *Tachometer*
9. *Exhaust gas analyzer*

3. 5. 3 Bahan Bakar

Dalam pengujian ini, bahan bakar yang digunakan adalah bahan bakar bensin jenis PREMIUM dari PERTAMINA yang banyak tersedia dipasaran.

3. 5. 4 Skema Pengujian



3.23 Skema pengujian eksperimen

Keterangan:

- | | |
|-----------------------------------|------------------|
| 1. Tangki bahan bakar | 7. Load cell |
| 2. Gelas ukur | 8. Blower |
| 3. Pompa bahan bakar | 9. Gas analyzer |
| 4. Pitot static tube | 10. Camshaft |
| 5. Manometer U | 11. Eddy Current |
| 6. Display Torsi dan rpm DYNomite | Dynamometer |

3. 5. 5 Prosedur Pengujian Eksperimen

Pada penelitian kali ini, pengujian akan dilakukan dengan menggunakan *engine SINJAI 650 cc SOHC port injection* dengan dua pengondisian yang berbeda, yaitu penggunaan *camshaft* standar dan *camshaft* modifikasi. Pengujian akan dilakukan pada kondisi katup kupu-kupu terbuka penuh (*full open throttle*). Untuk mendapatkan hasil pengujian yang tepat dan akurat, ada beberapa langkah yang harus dilakukan yaitu:

A. Persiapan Pengujian

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendingin, sistem pemasukan bahan bakar dan sistem kelistrikan.

2. Memeriksa kondisi kelaikan *Eddy Current dynamometer test*.
3. Pengecekan terhadap alat ukur yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan table untuk pengambilan data.

B. Pengujian *Engine* pada *Waterbrake Dynamometer*

Percobaan akan dilakukan pada putaran *engine* yang bervariasi mulai dari 1000 rpm hingga 5000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan elektrik yang telah dikopel dengan poros mesin SINJAI dengan menggunakan prinsip *eddy current*. Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan:

1. Menghidupkan mesin pada putaran idle (± 950 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner.
2. Blower dihidupkan.
3. Membuka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 5000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin. Selama putaran maksimum, *tidak dilakukan pembebanan pada eddy current dynamometer*.
4. Pembebanan *eddy current dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 1000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 500 rpm.
5. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran mesin (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (sekon), selisih ketinggian pada manometer U, emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur

gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur head ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).

6. Pada setiap tahap kenaikan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada poin 5 (lima). Dan harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran mesin dalam kondisi stabil.
7. Lakukan kegiatan *point* 1 (satu) sampai 6 (enam) dengan menggunakan *camshaft* standar dan *camshaft* terbaik hasil simulasi.

C. Akhir pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data diperoleh dari hasil percobaan *camshaft* standar dan *camshaft* terbaik hasil simulasi.
2. Setelah pengujian selesai, katup pembebanan air di *eddy current dynamometer* diturunkan secara perlahan.
3. Putaran *engine* diturunkan hingga kondisi *idle* (± 950 rpm).
4. Pada kondisi *idle*, *engine* dibiarkan hidup sekitar lima menit sebelum dimatikan.
5. *Blower* dihidupkan untuk mempercepat pendinginan *engine*.

3. 5. 6 Rancangan Pengujian Eksperimen

Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter *input* dan *output* sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang diharapkan.

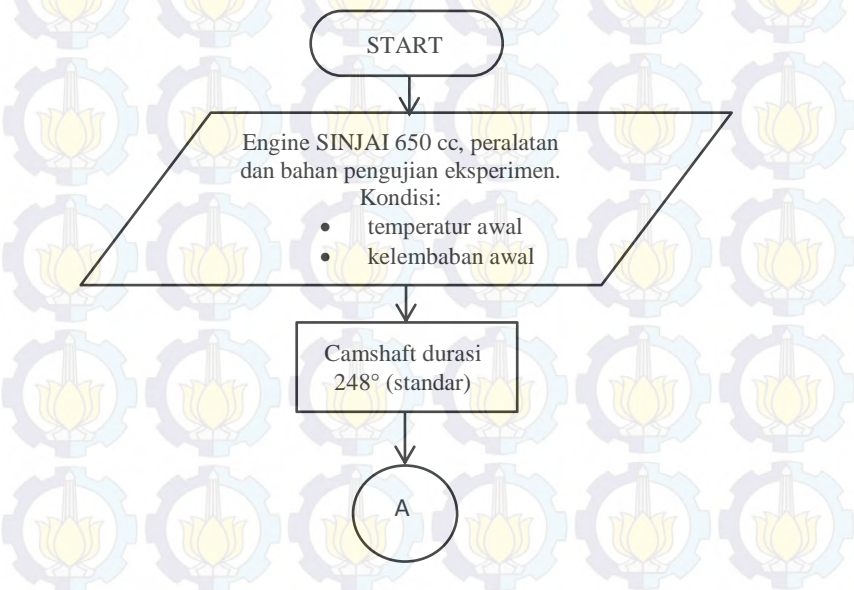
Adapun beberapa perancangan penelitian akan disajikan dalam tabel berikut:

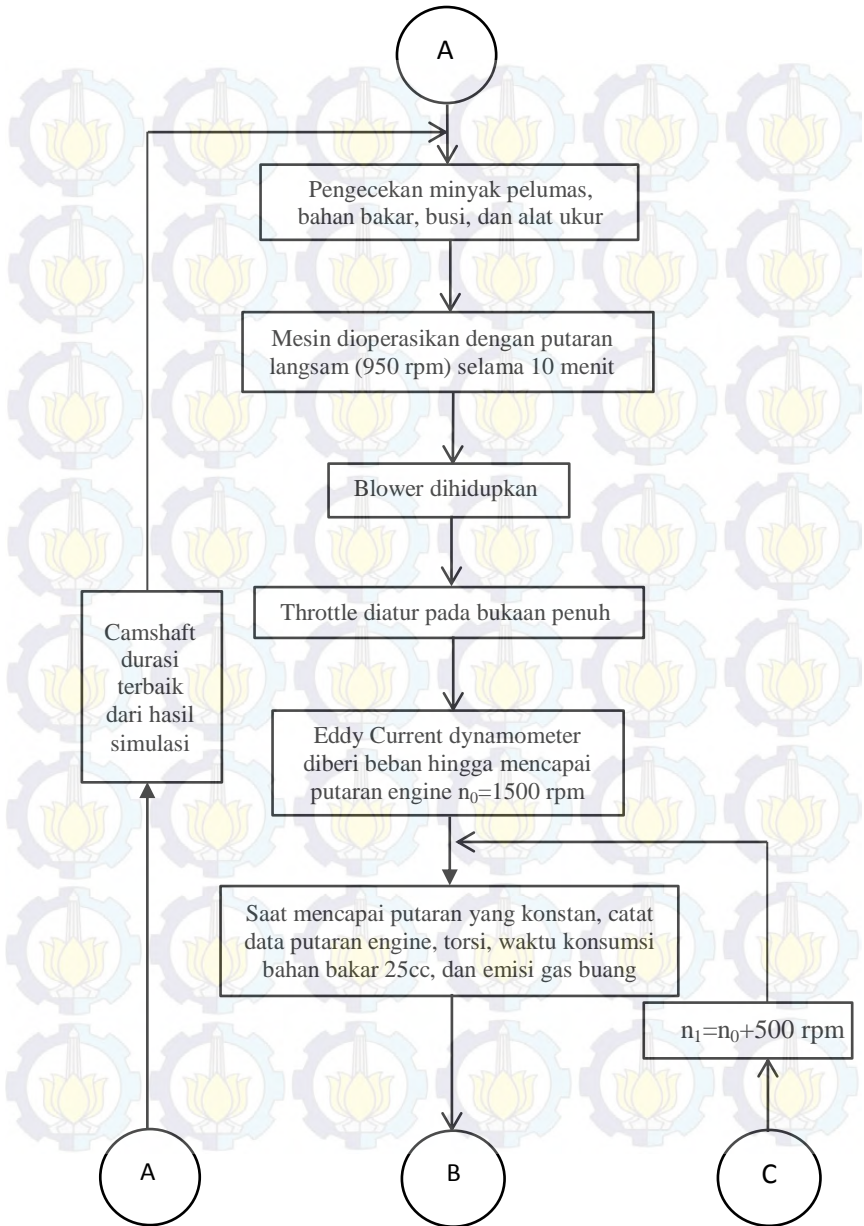
Tabel 3.2 Parameter *input* dan *output* eksperimen

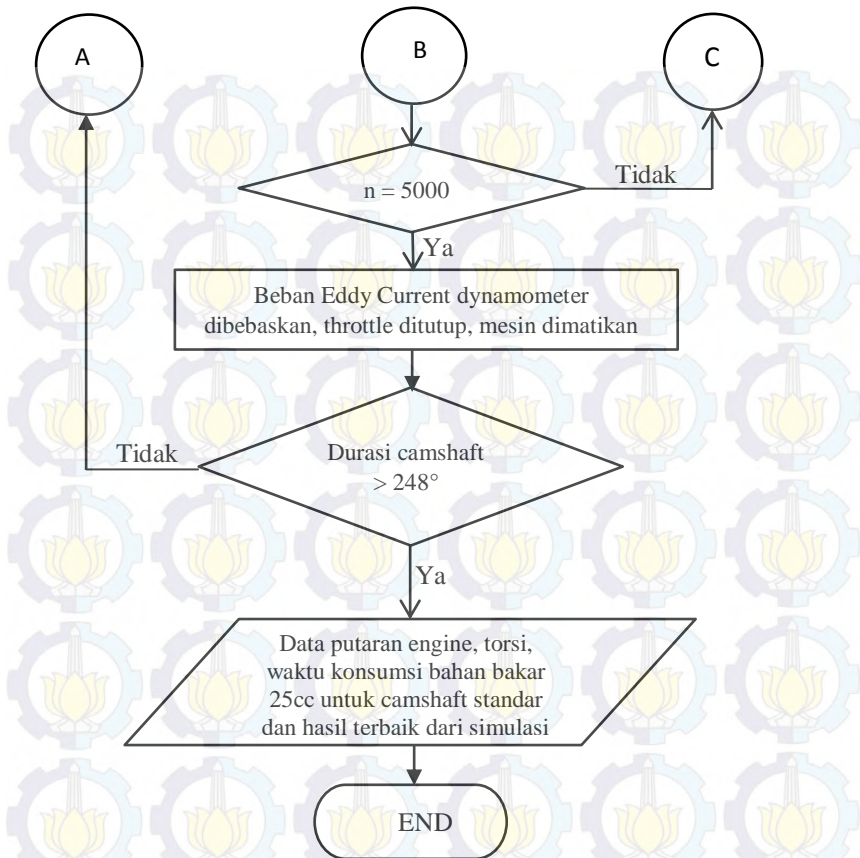
Parameter <i>Input</i>		Parameter <i>Output</i>	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
• Engine	• Durasi <i>camshaft</i> :	• Torsi (N.m)	• bmep (kPa)

SINJAI 650 cc SOHC <i>port injection</i> <ul style="list-style-type: none"> • Properties bahan bakar (bensin) 	<ul style="list-style-type: none"> - 248° - 254° - 260° - 266° - 272° - 278° • Putaran mesin (rpm) <ul style="list-style-type: none"> - 2000 - 2500 - 3000 - 3500 - 4000 - 4500 - 5000 	<ul style="list-style-type: none"> • Emisi gas buang: <ul style="list-style-type: none"> - CO - HC • Laju aliran massa bahan bakar • Laju aliran massa udara 	<ul style="list-style-type: none"> • AFR • Daya (kW) • Sfc • η thermal • η volumetris
---	---	--	--

3. 5. 7 Flowchart Pengujian Eksperimen







Gambar 3.24 Flowchart penelitian metode eksperimen

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan tentang penelitian yang telah dilakukan. Penelitian ini menggunakan *engine* SINJAI 650 cc *port injection*. Parameter yang didapatkan selama pengambilan data adalah variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc. Variasi durasi yang dilakukan adalah 248° (standar), 254°, 260°, 266°, 272°, dan 278°.

4.1 Pembahasan Metode Simulasi

4.1.1 Data Input untuk Metode Simulasi

Sebagai input dalam melakukan simulasi performa *engine* SINJAI 650 cc, diperlukan informasi mengenai dimensi dari komponen engine. oleh karena itu harus dilakukan pengukuran komponen engine SINJAI 650 cc. berikut ini adalah sejumlah ukuran parameter yang diinputkan pada metode simulasi:

1. Komponen inlet
2. Komponen *engine*
3. Komponen *exhaust*
4. Komponen properties bahan bakar

Tabel 4.1 Data komponen inlet

<i>Intake Throttle</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Throttle tipe</i>	<i>Butterfly</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Throttle dia (mm)</i>	51	Pengukuran
<i>Closed angle (deg)</i>	10°	Pengukuran
<i>Throttle angle (deg)</i>	90°	Pengukuran
<i>Spindle dia (mm)</i>	9	Pengukuran
<i>Intake Port</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>No. of valve</i>	2	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Valve throat dia</i>	27.4	Pengukuran

(mm)		
<i>Port tipe</i>	<i>Default good port</i>	<i>Default</i>
Intake Valve		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Valve open (deg)</i>	25° (standar), 28°, 31°, 34°, 37° (BTDC)	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Valve close (deg)</i>	43° (standar), 46°, 49°, 52°, 55° (ABDC)	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Dwell at max (deg)</i>	0	-
<i>Max lift (mm)</i>	7.8	Pengukuran
<i>MOP (deg)</i>	105	Nilai tengah durasi
<i>Opening lash (mm)</i>	0	-
<i>Closing lash (mm)</i>	0	-

Tabel 4.2 Data komponen engine

Cylinder		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Bore (mm)</i>	76	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Stroke (mm)</i>	71	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Cyl. Swept vol (l)</i>	0.32209	Kalkulasi LES
<i>Tot. Swept vol. (l)</i>	0.64418	Kalkulasi LES
<i>Con. Rod length (mm)</i>	106.27	Pengukuran
<i>Pin off-set (mm)</i>	0	Pengukuran
<i>Compression ratio</i>	9.0	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Clarence vol. (l)</i>	0.040261	Kalkulasi LES
<i>Phase (ATDC)</i>	0 dan 360	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Piston mass (kg)</i>	0.21	Pengukuran
<i>Piston-pin mass (kg)</i>	0.05	Pengukuran
<i>Con-rod rot Mass (kg)</i>	0.7	Pengukuran
<i>Con-rod recip. Mass (kg)</i>	1.0644	Pengukuran

<i>Motion type</i>	<i>Std Crank Slider</i>	<i>Default</i>
<i>Combustion Model : Single Wiebe</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	5	<i>User defined</i>
<i>M constant</i>	2	<i>User defined</i>
<i>Open Cycle HT : Woschni</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	3.26	<i>User defined</i>
<i>B constant</i>	9.120	<i>User defined</i>
<i>C constant</i>	0.8340	<i>User defined</i>
<i>SR constant</i>	0.00	<i>User defined</i>
<i>Closed Cycle HT : Woschni</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	3.260	<i>Default</i>
<i>B constant</i>	4.560	<i>Default</i>
<i>C constant</i>	0.6160	<i>Default</i>
<i>D constant</i>	3.2400e-003	<i>Default</i>
<i>G constant</i>	1.330	<i>Default</i>
<i>SR constant</i>	0.00	<i>Default</i>
<i>Surface Area : Default Value for Surface Area</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Cyl Head Area/Bore Area</i>	1.200	<i>Default</i>
<i>Piston Area/Bore Area</i>	1.100	<i>Default</i>
<i>Exposed Liner Length at TDC (mm)</i>	8.88	<i>Default</i>
<i>No. of Liner Segements</i>	20	<i>Default</i>
<i>Surface Temperatur : Define Material and Coolant Properties</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Head</i>	<i>Aluminium</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Piston</i>	<i>Aluminium</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Liner</i>	<i>Ferro Casting Ductile</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Scavenge-Cylinder : Perfect Displacement Scaveging Model</i>		

Tabel 4.3 Data komponen *exhaust*

<i>Exhaust Port</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>No. of valve</i>	2	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Valve throat dia (mm)</i>	24.8	Pengukuran
<i>Port tipe</i>	<i>Default good port</i>	<i>Default</i>
<i>Exhaust Valve</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Valve open (deg)</i>	53° (standar), 56°, 59°, 62°, 65°, 68° (BBDC)	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Valve close (deg)</i>	15° (standar), 18°, 21°, 24°, 27°, 30° (ATDC)	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Dwell at max (deg)</i>	0	-
<i>Max lift (mm)</i>	7.8	Pengukuran
<i>MOP (deg)</i>	105	Nilai tengah durasi
<i>Opening lash (mm)</i>	0	-
<i>Closing lash (mm)</i>	0	-

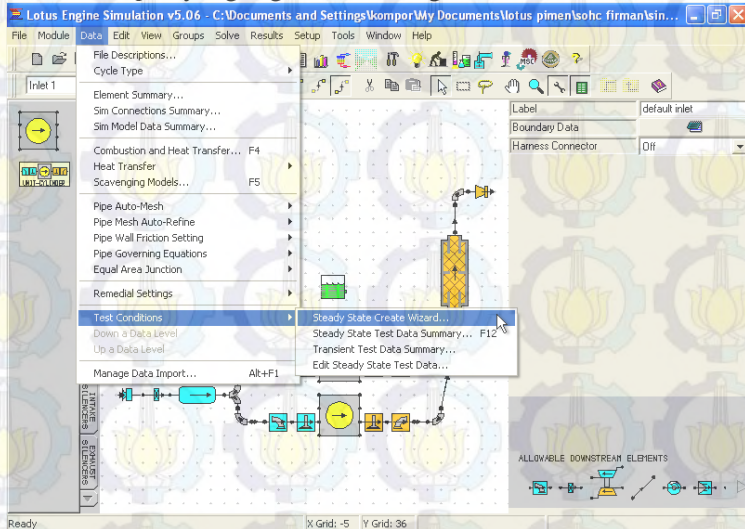
Tabel 4.4 Data komponen properties bahan bakar

Fuel and Fuel System		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Fuel system</i>	<i>Port Injection</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Fuel type</i>	<i>Gasoline</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI

4. 5. 7 Data Kondisi Pengujian

Simulasi pada LOTUS *Engine Simulation* (LES) dilakukan dengan kondisi *steady state* sesuai standar *default* dari program LES dengan data *input engine* SINJAI 650 cc dengan bahan bakar *gasoline*. *Combustion model* yang digunakan dalam simulasi adalah *Single Wiebe*, sedangkan *engine heat transfer* yang digunakan adalah *Woschini*.

Dalam menjalankan simulasi *engine*, ada parameter *input* yang perlu di-*input* dalam *test condition*. Berikut adalah parameter *input* yang digunakan sebagai dasar simulasi.



Gambar 4.1 Mengakses menu *Steady State Create Wizard* pada LES

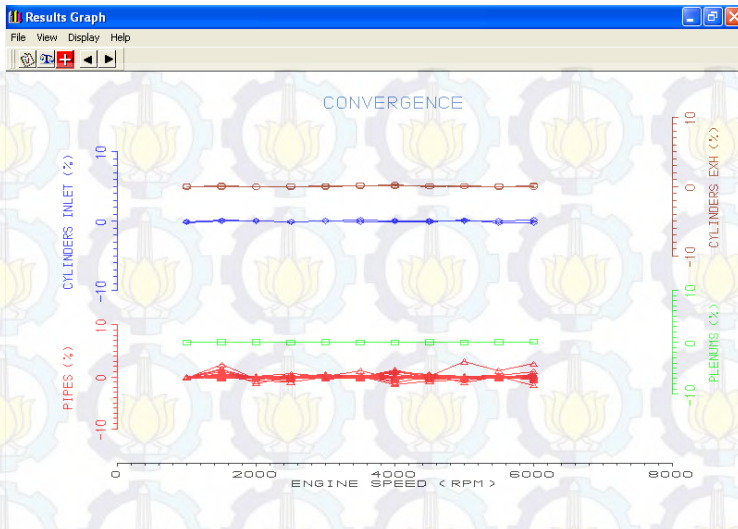
Tabel 4.5 Data kondisi pengujian

<i>Heat-Phase</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Phase Option</i>	<i>Default Heat Release Phase</i>	<i>Default</i>
<i>Heat-Period</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Duration Option</i>	<i>Default Duration Combustion</i>	<i>Default</i>
<i>Fuelling</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Combustion efficiency</i>	0.8	<i>User defined</i>
<i>Mal-distribution Factor</i>	0.0100	<i>Default</i>
<i>Air Fuel Ratio</i>	14.7	<i>Sesuai Stokiometri</i>
<i>Boundary Condition</i>		

Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Relative humidity</i>	0.7	Sesuai STP
<i>Ambient air pressure (bar)</i>	0.999	Sesuai STP
<i>Ambient air temperature (C)</i>	27	Sesuai STP
Friction		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Friction Option</i>	<i>H.B.Moss Gasoline Engine Friction Model</i>	<i>Default</i>
Solution		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>No. cycle before convergence Check</i>	4	<i>Default</i>
<i>Max no. cycle simulation job</i>	50	<i>User defined</i>
<i>Cycle no. from which result are written</i>	10	<i>Default</i>

4. 5. 7 Konvergensi Simulasi

Pada LOTUS *Engine Simulation* (LES), batasan *error* sesuai dengan *default* konvergensi simulasi. Seperti *cylinder inlet* dan *exhaust* memiliki batasan *error* 0.5%, sedangkan untuk *pipe* memiliki batasan *error* sebesar 3%. Apabila nilai *error* melebihi batasan yang diizinkan tersebut maka hasil simulasi tidak konvergen dan hasil tersebut tidak *valid*. Sebagai contoh, gambar menunjukkan hasil simulasi yang konvergen.



Gambar 4.2 Grafik konvergensi hasil simulasi pada LES

Pada grafik nilai *error* (dalam %) fungsi rpm, grafik warna coklat menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *average cylinder exhaust* dengan kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna biru menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *average cylinder inlet* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna hijau menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *plenum* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Sedangkan Grafik warna merah menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *pipes* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.9%.

Dengan hasil seperti gambar maka hasil kalkulasi dapat dikatakan konvergen dan *valid*, karena nilai *error* lebih kecil dari nilai *error* yang diizinkan.

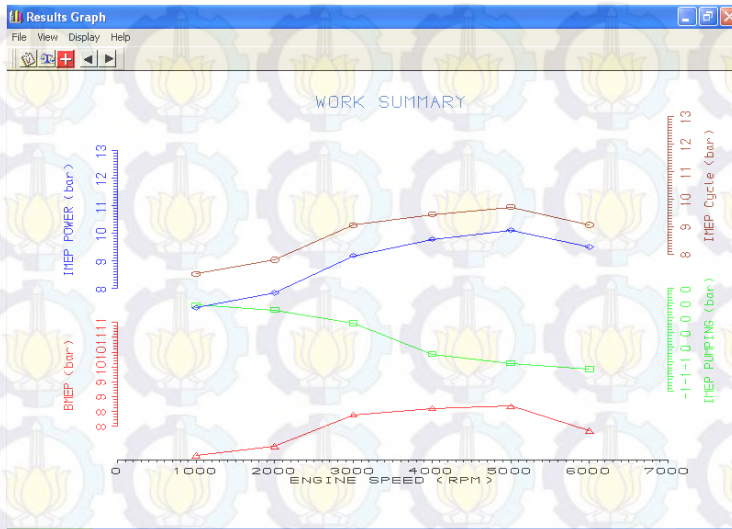
4. 2 Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Simulasi

Data hasil simulasi pada *LOTUS Engine Simulation* (LES) berupa format *file* yang berisi informasi unjuk kerja. Dimana format *file* tersebut mengandung parameter-parameter berupa nilai unjuk kerja, grafik, video distribusi panas dan lain-

lain. Format *file* yang dihasilkan berupa (.mrs) dan (.prs). berikut adalah beberapa contoh *file* yang bisa ditampilkan.

4.2.1 Format File (.mrs)

Format file (.mrs) yang dihasilkan hanya dapat dibuka dengan aplikasi *LOTUS Engine Simulation*. File tersebut berupa grafik yang menunjukkan parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya grafik *airflow*, *combustion*, konvergensi, torsi, daya, *bmep*, *bsfc* dan efisiensi volumetris.

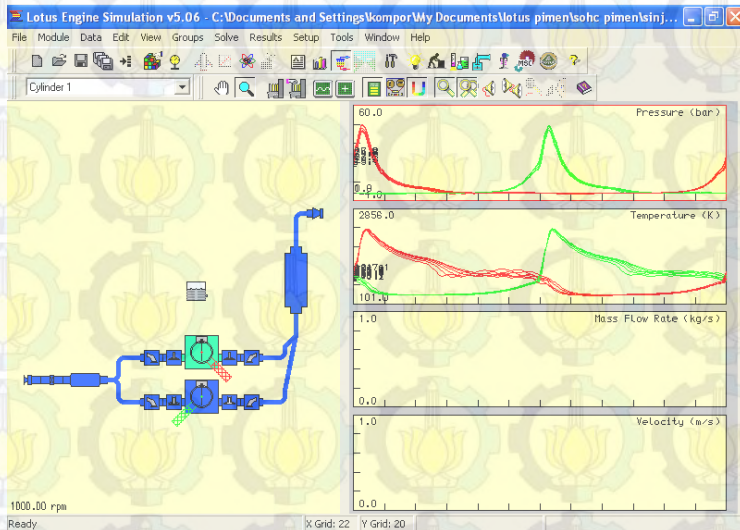


Gambar 4.3 Data hasil simulasi LES format file (.mrs)

4.2.2 Format file (.prs)

Format file (.prs) yang dihasilkan *LOTUS Engine Simulation* dapat dibuka dengan *Notepad* pada *windows*. File tersebut berisikan informasi data *input* dan hasil kalkulasi setiap parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya hasil kalkulasi *flowrate*, temperatur, tekanan, *heat-transfer*, komposisi gas buang, konvergensi dan lain-lain. Selain itu juga terdapat besaran unjuk

kerja *engine*, seperti torsi, daya, *bmep*, *bsfc*, efisiensi thermal dan efisiensi volumetris.



Gambar 4.4 Ilustrasi pada file (.prs)

4.3 Data Hasil Pengukuran Unjuk Kerja dengan Metode Eksperimen

Hasil pengujian dengan metode eksperimen pada *engine* SINJAI 650 cc mendapatkan beberapa parameter unjuk kerja. Dari parameter tersebut digunakan untuk menghitung parameter unjuk kerja yang lain. Berikut adalah parameter hasil pengukuran unjuk kerja dari *engine* SINJAI 650 cc dengan *camshaft* standar.

Tabel 4.6 Hasil pengukuran unjuk kerja *engine* dengan *camshaft* standar

RPM	Torsi (N.m)	Konsumsi 25 ml bahan bakar (second)	Selisih ketinggian pitot (mm)
1500	20.35	28	1.9
2000	50.35	25	2.1

2500	55.13	25	3.9
3000	51.64	22	7
3500	48.89	19	8.7
4000	44.01	15	10.6
4500	38.41	11	11.6
5000	32.81	10	13.5

Tabel 4.7 Hasil pengukuran kondisi Operasional Engine

RPM	Temperatur (°C)				Emisi gas buang		
	<i>engine</i>	<i>exhaust</i>	<i>coolant</i>	pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
1500	92	321	61	94	0.018	12.7	89
2000	94	360	65	101	0.015	12.8	58
2500	97	361	69	104	0.011	13.3	35
3000	98	391	70	105	0.009	13.3	18
3500	101	430	75	109	0.016	13.2	13
4000	103	461	78	111	0.026	13.3	18
4500	105	487	78	121	0.035	13.5	31
5000	107	513	80	131	0.04	14.1	58

4.4 Contoh Perhitungan Eksperimen

Dalam suatu penelitian terdapat parameter-parameter yang diukur dan parameter-parameter yang dihitung. Perhitungan eksperimen merupakan langkah lanjutan untuk mengetahui parameter-parameter lain dari unjuk kerja suatu *engine*. Parameter yang diukur adalah putaran engine, torsi, waktu konsumsi bahan bakar, selisih ketinggian manometer U, temperatur operasional, dan emisi gas buang. Sedangkan parameter yang dihitung adalah daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata-rata (*bmeP*), konsumsi bahan bakar spesifik (*bsfc*), efisiensi thermal, dan efisiensi volumetris. Satuan yang

digunakan adalah satuan SI. Untuk perhitungan unjuk kerja ini yang digunakan adalah data eksperimen dari pengujian *engine* SINJAI 650 cc dengan *camshaft* durasi 248° (standar) pada putaran 3000 rpm.

4.4.1 Perhitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power (ihp)*, *brake horse power (bhp)*, dan *friction horse power (fhp)*. Daya yang digunakan dalam perhitungan ini adalah *brake horse power (bhp)*, dengan persamaan sebagai berikut:

$$bhp = 2 \times \pi \times n \times \text{Torsi}$$

$$bhp = 2 \times \pi \times 50 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 51.64 \text{ N.m}$$

$$bhp = 16.22 \text{ kW}$$

4.4.2 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (*b MEP*)

Untuk mendapatkan nilai tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa parameter dari spesifikasi *engine*. Adapun parameter yang diperlukan adalah sebagai berikut:

- Diameter piston (D) : 76 mm
- Panjang langkah (l) : 71 mm
- Jumlah silinder (i) : 2
- Koefisien (z) : 2 (untuk motor 4 langkah)
- Putaran *engine* (n) : 50 rps

Dari data spesifikasi piston dapat diperoleh luas permukaan piston (A), yaitu:

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (0.076 \text{ m})^2 = 4.5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Dari parameter tersebut dapat diperoleh nilai besaran *b MEP* pada *engine*, yaitu dengan persamaan:

$$b MEP = \frac{bhp \times z}{A \times l \times n \times i}$$

$$bmep = \frac{16.223 \text{ kW} \times 2}{4.5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 0.076 \text{ m} \times 50 \text{ rev/s} \times 2}$$

$$bmep = 941.11 \text{ kPa} = 9.4111 \text{ bar}$$

4.4.3 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*bsfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang digunakan per satuan waktu untuk menghasilkan setiap satuan daya *engine*. Untuk mendapatkan nilai *bsfc* diperlukan beberapa parameter hasil pengukuran. Adapun parameter yang diperlukan adalah sebagai berikut:

- Waktu konsumsi bahan bakar (t)
- Volume konsumsi bahan bakar (v)
- Densitas bahan bakar (ρ_f)

Dari parameter tersebut dapat diperoleh nilai massa bahan bakar yang digunakan, yaitu:

$$m_f = \rho_f \times v$$

$$m_f = 0.749 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \times 0.025 \text{ l}$$

$$m_f = 0.018725 \text{ kg}$$

Kemudian menghitung laju massa bahan bakar yang dikonsumsi, yaitu:

$$\dot{m}_f = \frac{m_f}{t}$$

$$\dot{m}_f = \frac{0.018725 \text{ kg}}{22 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_f = 0.000851136 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dan terakhir menghitung nilai *bsfc* dengan persamaan sebagai berikut:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

$$bsfc = \frac{0.000851136 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{16.22 \text{ kW}} \times 3600 \text{ s}$$

$$bsfc = 0.18896 \frac{kg}{kW \cdot h}$$

4.4.4 Perhitungan Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah parameter yang mengindikasikan seberapa besar energi dari bahan bakar yang dikonversikan menjadi tenaga pada *engine*. Efisiensi thermal merupakan parameter tanpa dimensi dan dapat diperoleh dengan adanya beberapa parameter, diantaranya:

- bhp
- Nilai kalor bahan bakar
- Laju massa konsumsi bahan bakar (\dot{m}_f)

Dengan parameter-parameter diatas maka dapat diperoleh nilai efisiensi thermal dengan persamaan:

$$\eta_{th} = \left(\frac{bhp}{\dot{m}_f \times Q_{in}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \left(\frac{16.22 \text{ kW}}{0.000851136 \frac{kg}{s} \times 43,000 \frac{kJ}{kg}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 44.31 \%$$

4.4.5 Perhitungan Efisiensi Volumetris

Efisiensi volumetris merupakan parameter yang mengindikasikan seberapa banyak jumlah udara yang masuk kedalam silinder saat langkah hisap. Efisiensi volumetris adalah parameter tanpa dimensi dan dapat diperoleh dengan persamaan:

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_a V_d N}$$

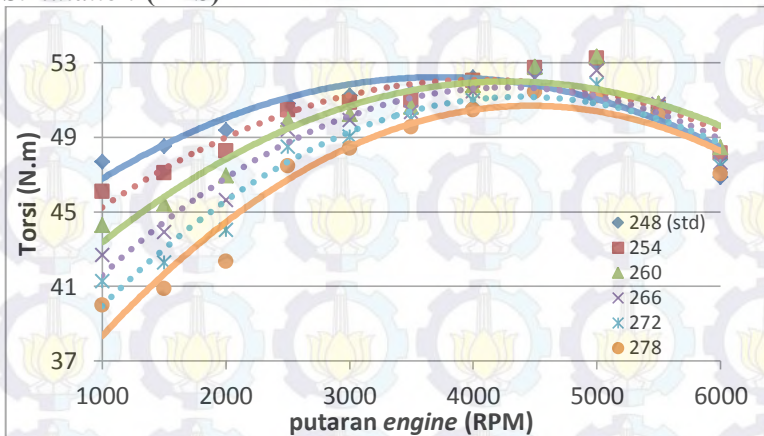
$$\eta_v = \frac{2 \times 0.01446 \frac{kg}{s}}{1.1763 \frac{kg}{m^3} \times 0.00064385 m^3 \times 50 \text{ rps}} \times 100\%$$

$$\eta_v = 76.38 \%$$

4.5 Analisa Unjuk Kerja Metode Simulasi

Unjuk kerja *engine* adalah kemampuan *engine* untuk menghasilkan tenaga atau power pada setiap putaran *engine*. Selain itu juga untuk mengetahui pengaruh penambahan durasi *camshaft* terhadap performa *engine*. Untuk dapat mengetahui tingkat performa dari suatu *engine*, maka dapat dilihat dari beberapa parameter diantaranya torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal dan efisiensi volumetris. Sub-bab berikut ini merupakan analisis hasil unjuk kerja dari variasi durasi *camshaft* hasil *software* LOTUS *Engine Simulation* (LES).

4.5.1 Grafik Torsi vs rpm Simulasi LOTUS *Engine Simulation* (LES)



Gambar 4.5 Grafik Torsi vs rpm simulasi LES

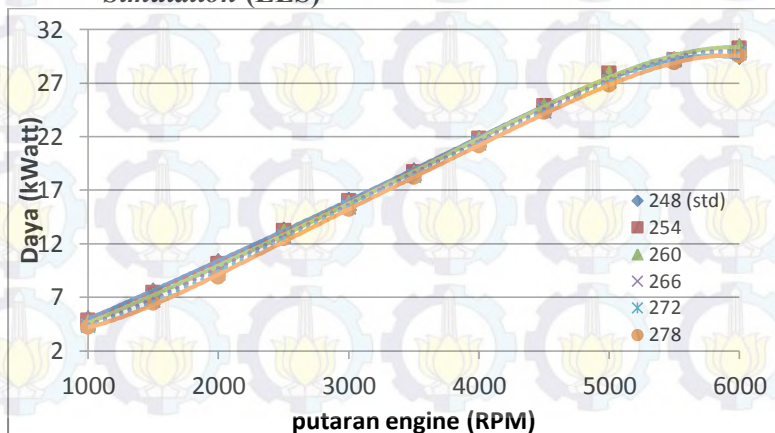
Dari gambar 4.5, dapat dilihat *trendline* kenaikan torsi terjadi mulai dari putaran *engine* 1000 rpm. Torsi terjadi penurunan pada putaran 4500 rpm pada *camshaft* durasi 248° (standar). Sedangkan pada *camshaft* durasi 254°, 260°, 266°, 272°, dan 278° torsi terus meningkat hingga putaran *engine* mencapai 5000 rpm. Hal ini menyebabkan terjadinya perbedaan letak puncak torsi pada tiap durasi *camshaft*. Torsi terbesar pada

putaran tinggi terjadi pada *camshaft* durasi 260° dengan nilai 53.31 N.m pada putaran 5000 rpm.

Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran tinggi. Faktor penyebabnya yaitu disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan torsi dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° dengan rentang putaran tinggi mulai 4000-5000 rpm. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.9081 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan daya yang lebih baik dari daya yang dihasilkan oleh *camshaft* 248° (standar). Dari hasil ini disimpulkan bahwa modifikasi *camshaft* standar dengan durasi 248° menjadi *camshaft* durasi 260° .

4.5.2 Grafik Daya vs rpm Simulasi LOTUS Engine Simulation (LES)



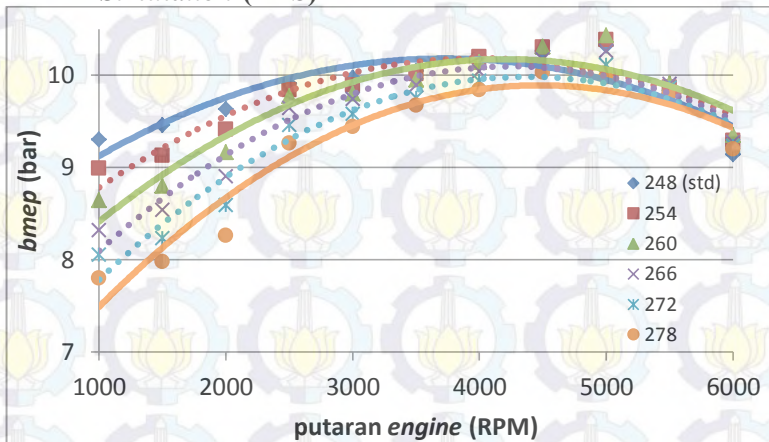
Gambar 4.6 Grafik Daya vs rpm simulasi LES

Berdasarkan gambar 4.6, semakin meningkatnya putaran *engine*, daya yang dihasilkan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Namun pada grafik, daya masih mampu melawan *mechanical friction* sehingga belum terlihat penurunannya hingga putaran 6000 rpm. *Trendline* yang terbentuk dari masing-masing variasi durasi *camshaft* relatif sama, yaitu *trendline* terus meningkat dari putaran 1000 hingga 6000 rpm.

Grafik diatas memiliki *trendline* yang menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran tinggi. Faktor penyebabnya yaitu disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan daya dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° pada rentang putaran tinggi mulai 4000-6000 rpm. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.173%. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan daya yang lebih baik dari daya yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4.5.3 Grafik *bmep* vs rpm Simulasi LOTUS *Engine Simulation* (LES)



Gambar 4.7 Grafik *bmep* vs rpm simulasi LES

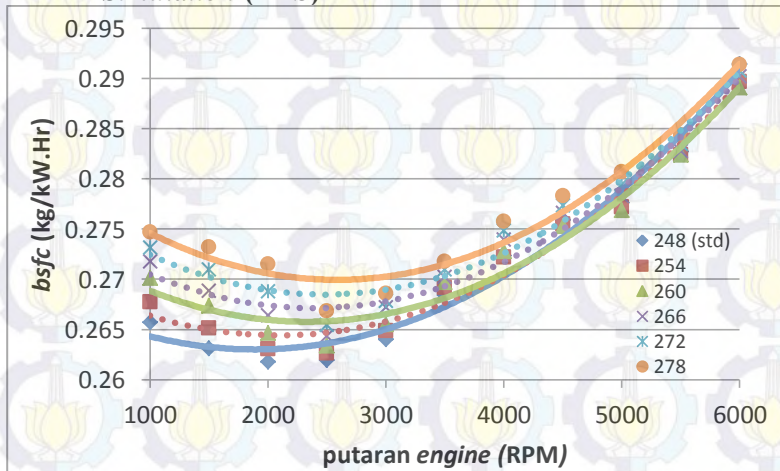
Dari gambar 4.7 dapat dilihat *trendline* kenaikan *bmep* terjadi mulai dari putaran engine 1500 rpm. Penurunan *bmep* terjadi pada putaran 4000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 278°. Sedangkan pada *camshaft* 248°, 254°, 260° dan 272° *bmep* terus penurunan terjadi pada putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak *bmep* pada tiap durasi *camshaft*. *Bmep* terbesar pada putaran tinggi terjadi pada *camshaft* durasi 260° dengan nilai 10.43 bar/5000 rpm.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran tinggi. Ini disebabkan karena *bmep* merupakan fungsi dari daya dan torsi, sehingga grafik yang dihasilkan serupa dengan grafik torsi. Fenomena bentuk grafik ini disebabkan oleh hal yang sama dengan grafik torsi, dimana hal tersebut dipengaruhi oleh jumlah aliran udara masuk, pergerakan

mekanisme *engine* serta *overlap* yang terjadi pada masing-masing *camshaft*. Selain itu juga dipengaruhi dari variasi tekanan kompresi dinamis yang disebabkan oleh variasi putaran *engine* dan variasi durasi *camshaft*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan *bmp* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° pada putaran tinggi dengan rentang 4000-6000 rpm. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.955 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan *bmp* yang lebih baik dari *bmp* yang dihasilkan oleh *camshaft* standar pada putaran tinggi.

4.5.4 Grafik *bsfc* vs rpm Simulasi LOTUS Engine Simulation (LES)



Gambar 4.8 Grafik *bsfc* vs rpm simulasi LES

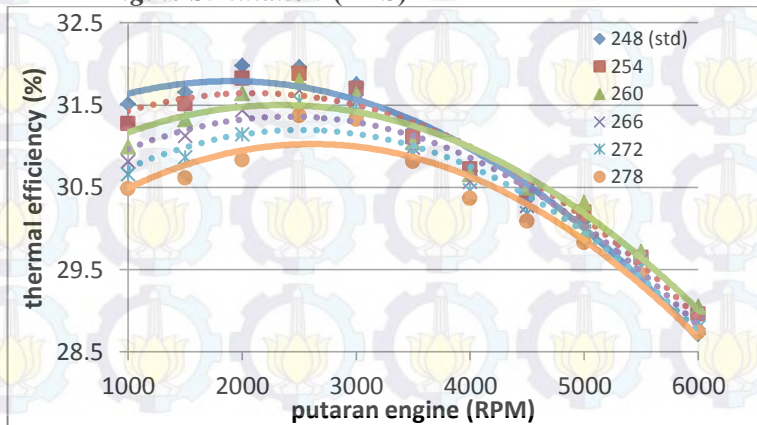
Berdasarkan gambar 4.8, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas. Semakin besar durasi *camshaft* akan memperbesar nilai *bsfc* dan menghasilkan penurunan pada 2500 rpm kemudian terjadi kenaikan *bsfc* seiring meningkatnya

putaran mesin. Pada putaran tinggi mulai 4000 - 6000 rpm, *bsfc* minimum terjadi pada *camshaft* durasi 260° dengan nilai 0.2728 kg/kW/hr pada putaran 4500 rpm.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada putaran rendah ke putaran tinggi akan mengalami penurunan hingga putaran tertentu akan meningkat kembali. Hal ini disebabkan karena *bsfc* merupakan fungsi dari daya dan torsi. Pada durasi 260° menghasilkan *bsfc* yang rendah karena pada putaran 5000 rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga *bsfc* yang dihasilkan nilainya kecil.

Dari data tabel untuk grafik diatas pada putaran 4000 – 6000 rpm, jika penurunan *bsfc* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase penurunan paling besar dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase penurunan yang terjadi adalah 0.252 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan *bsfc* yang lebih hemat dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar pada putaran tinggi.

4.5.5 Grafik Thermal Efficiency vs rpm Simulasi LOTUS Engine Simulation (LES)



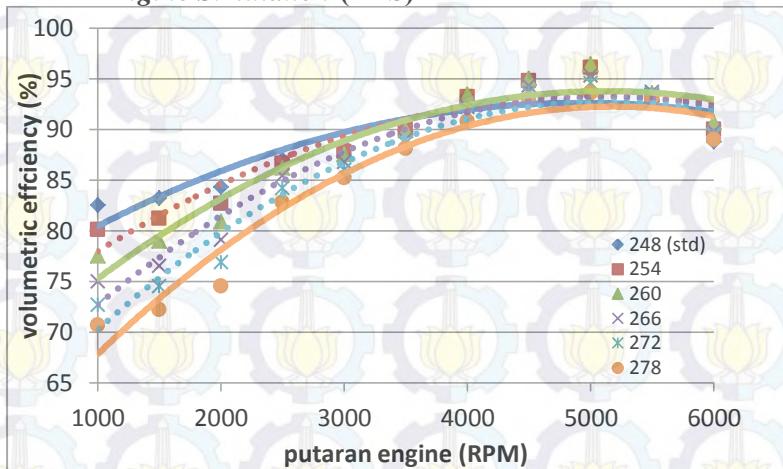
Gambar 4.9 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm simulasi LES

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh *engine*. Nilai efisiensi thermal tergantung dari daya yang dihasilkan dengan banyaknya penggunaan bahan bakar. Dari gambar 4.9 dapat dilihat *trendline* efisiensi thermal mengalami penurunan mulai dari putaran *engine* 2500 rpm, penurunan tersebut terjadi pada *camshaft* durasi 254°, 260°, 266°, 272°, dan 278°. Sedangkan pada *camshaft* durasi 248°, penurunan terjadi mulai pada putaran 2000 rpm. Pada putaran atas (4000-6000 rpm), efisiensi thermal terbesar pada putaran 4000 rpm terjadi pada *camshaft* durasi 260° dengan nilai 30.72%.

Secara umum efisiensi thermal pada putaran rendah ke putaran tinggi akan mengalami peningkatan hingga putaran tertentu akan menurun kembali. Hal ini disebabkan karena efisiensi thermal merupakan fungsi dari daya dan *bsfc*. Berdasarkan gambar 4.11, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah. Semakin kecil durasi *camshaft* akan memperbesar nilai efisiensi thermal. Efisiensi thermal maksimum terjadi pada *camshaft* durasi 248° (standar) dengan nilai 31.98% /2000 rpm. Ini disebabkan karena pada putaran 2000 rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga efisiensi thermal yang dihasilkan nilainya besar.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi thermal dirata-rata pada putaran 4000 – 6000 rpm maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.626 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih baik dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar pada putaran tinggi.

4.5.6 Grafik *Volumetric Efficiency* vs rpm Simulasi LOTUS Engine Simulation (LES)



Gambar 4.10 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm simulasi LES

Dari gambar 4.10 dapat dilihat *trendline* kenaikan efisiensi volumetris terjadi mulai dari putaran *engine* 1500 rpm. Efisiensi volumetris dari semua variasi durasi *camshaft* terjadi peningkatan hingga pada putaran 5000 rpm. Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran tinggi. Pada putaran 5000 rpm, nilai tertinggi dari efisiensi volumetris terjadi pada *camshaft* durasi 260° dibandingkan dengan *camshaft* durasi 248°. Faktor ini disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin. Dengan durasi *camshaft* yang bertambah besar dari standar, dengan *lobe separation angel* (LSA) dan *lobe lift* yang sama menyebabkan perbedaan durasi *overlapping*. Bertambahnya *overlapping* menyebabkan waktu interaksi antar *intake port* dan *exhaust port* berlangsung lebih lama, hal ini mempengaruhi suhu

udara yang masuk kedalam ruang bakar. Terjadi kenaikan suhu pada udara yang kemudian berpengaruh pada *flowrate* udara yang masuk mengakibatkan terjadi perubahan pada efisiensi volumetris. Pada putaran tinggi hal ini tidak banyak berpengaruh karena kecepatan udara bertambah tinggi berbanding terbalik dengan durasi siklus pembakaran dan *overlapping*. Dengan durasi yang bertambah, pengaruh pada putaran tinggi yaitu menambah pasokan udara yang masuk kedalam silinder mengakibatkan bertambahnya efisiensi volumetris.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi volumetris dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 260° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° pada putaran tinggi (4000-6000 rpm). Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.003 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih baik dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar pada putaran tinggi.

4.5.7 Perbandingan Unjuk Kerja dari Variasi Durasi Camshaft Hasil Simulasi

Hasil simulasi *software* LOTUS *Engine Simulation* (LES) mendapatkan perbandingan hasil unjuk kerja terbaik pada putaran tinggi rentang 4000-6000 RPM dari variasi durasi *camshaft*, yaitu durasi *camshaft* 260° . Dengan perbandingan unjuk kerja pada putaran tinggi ditunjukkan oleh tabel 4.8 dan 4.9, sebagai berikut.

Tabel 4.8 Unjuk Kerja dari Durasi *Camshaft* 248° (Standar) Hasil Simulasi

RPM	248° (standar)					
	B. Power	B. Torque	BMEP	BSFC	Eff. Volumetris	Eff. Thermal
	kWatt	N.m	bar	kg/kW.hr	%	%
1000	4.99	47.69	9.16	0.265	82.5	31.51
1500	7.62	48.52	9.32	0.263	83.2	31.65
2000	10.33	49.36	9.48	0.261	84.3	31.98
2500	13.29	50.81	9.76	0.261	87	31.96
3000	16.08	51.24	9.84	0.264	88.3	31.75
3500	18.83	51.41	9.87	0.268	89.8	31.19
4000	21.85	52.19	10.02	0.272	92.8	30.69
4500	24.77	52.6	10.11	0.275	94.4	30.36
5000	27.76	53.05	10.19	0.277	95.7	30.09
5500	28.93	50.26	9.65	0.282	92.8	29.43
6000	29.41	46.84	9.00	0.291	88.8	28.71

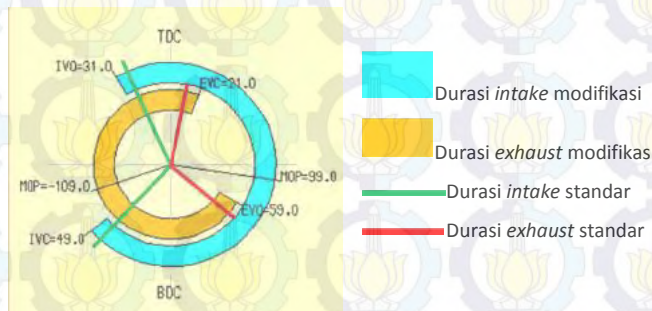
Tabel 4.9 Unjuk Kerja dari Durasi *Camshaft* 260° Hasil Simulasi

RPM	260					
	B. Power	B. Torque	BMEP	BSFC	Eff. Volumetris	eff. Thermal
	kWatt	N.m	bar	kg/kW.hr	%	%
1000	4.63	44.28	8.51	0.270	77.5	30.99

1500	7.13	45.41	8.72	0.267	79	31.32
2000	9.83	46.94	9.02	0.264	80.9	31.64
2500	13.07	49.93	9.59	0.263	86.2	31.79
3000	15.78	50.24	9.65	0.265	87.5	31.63
3500	18.55	50.63	9.72	0.269	89.9	31.04
4000	21.68	51.78	9.95	0.272	93.4	30.65
4500	24.85	52.77	10.14	0.275	95	30.49
5000	27.89	53.31	10.24	0.276	96.4	30.31
5500	29.24	50.79	9.76	0.282	93.6	29.71
6000	30.43	48.46	9.31	0.289	90.7	29.04

4.6 Desain *Camshaft* Standar dan *Camshaft* Modifikasi

Dari hasil simulasi *LOTUS Engine Simulation (LES)* didapatkan durasi terbaik pada putaran tinggi adalah *camshaft* 260°, dengan perbandingan putaran *crankshaft* dan *camshaft* yaitu 2 : 1. Derajat buka-tutup katup pada *camshaft* standar dan *camshaft* modifikasi ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 4.11 Derajat *crankshaft* buka-tutup *intake valve* dan *exhaust valve* pada *camshaft* standar dan *camshaft* modifikasi

Keterangan camshaft standar:*Intake valve open (IVO)* : 25°

BTDC

Intake valve close (IVC) : 43°

ABDC

Exhaust valve open (EVO) : 53°

BBDC

Exhaust valve close (EVC) : 15°

ATDC

*Maximum opening point (MOP):**Intake*: 99° dari TDC*Exhaust* : 109° dari TDC*Overlap* : 40° Sudut LSA : 104° **Keterangan camshaft modifikasi:***Intake valve open (IVO)* : 31°

BTDC

Intake valve close (IVC) : 49°

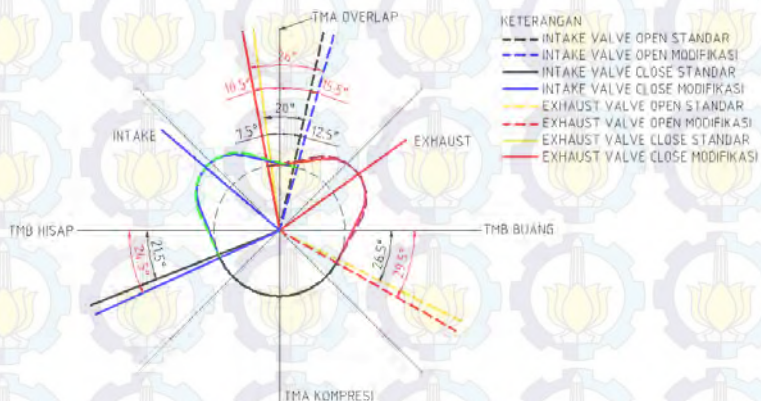
ABDC

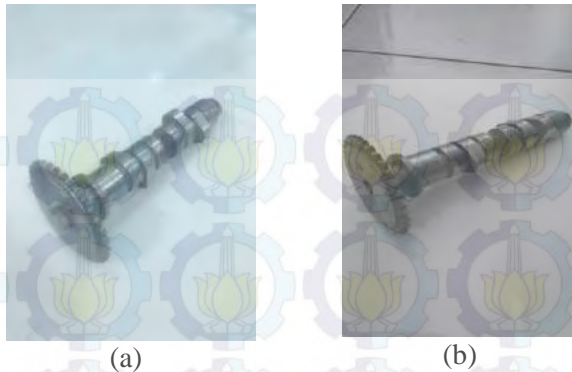
Exhaust valve open (EVO) : 59°

BBDC

Exhaust valve close (EVC) : 21°

ATDC

*Maximum opening point (MOP):**Intake* : 99° dari TDC*Exhaust* : 109° dari TDC*Overlap* : 52° Sudut LSA : 104° **Gambar 4.12 Bentuk profil camshaft standar dan camshaft modifikasi**

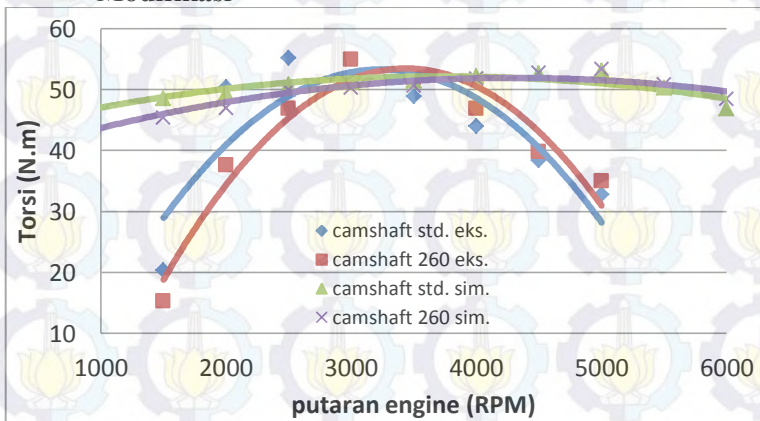


Gambar 4.13 *Camshaft* standar (a) *camshaft* modifikasi (b)

Penentuan durasi *camshaft* secara praktek yaitu dengan menggunakan alat ukur *dial indicator*. *Dial indicator* berfungsi sebagai penentu angkatan 1 mm, yang merupakan acuan standar untuk menentukan durasi dari sebuah *camshaft*.

4.7 Analisa Unjuk Kerja Metode Eksperimen pada engine SINJAI 650 cc

4.7.1 Grafik Torsi vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



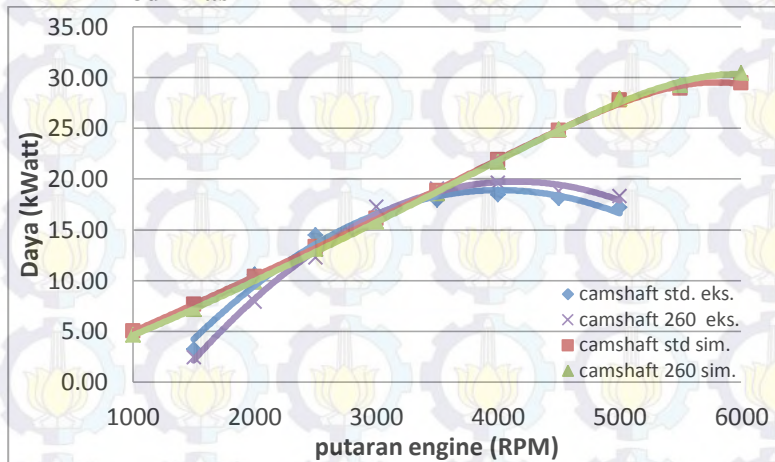
Gambar 4.14 Grafik Torsi vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Dari gambar 4.14 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai torsi antara hasil eksperimen dengan simulasi. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi rata-rata menghasilkan torsi yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai torsi dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 16.6%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 248° akan menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah, namun torsi menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Torsi terbesar simulasi 53.31 N.m/5000 rpm dengan *camshaft* 260° dan torsi terbesar eksperimen 55.13 N.m/2500 rpm dengan *camshaft* 248° . Dengan menggunakan *camshaft* modifikasi terjadi pergeseran puncak torsi yaitu 54.95 N.m pada 3000 rpm.

Selisih nilai torsi dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Jika ditinjau dari bentuk grafik yang terjadi, torsi cenderung menurun pada putaran tinggi, hal ini disebabkan karena pada putaran *engine* lebih dari 4000 rpm akan terjadi *looses* panas yang besar akibat gesekan, selain itu proses pembakaran yang terjadi sangat cepat sehingga bahan bakar tidak dapat terbakar sempurna, maka torsi yang dihasilkan akan menurun. Selain selisih nilai torsi, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Meskipun pola *trendline* grafik berbentuk serupa, yaitu pada putaran rendah baik menggunakan *camshaft* standar sedangkan pada putaran tinggi baik menggunakan *camshaft* modifikasi.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menurunkan torsi secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat meningkatkan nilai torsi, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.2 Grafik Daya vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.15 Grafik Daya vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

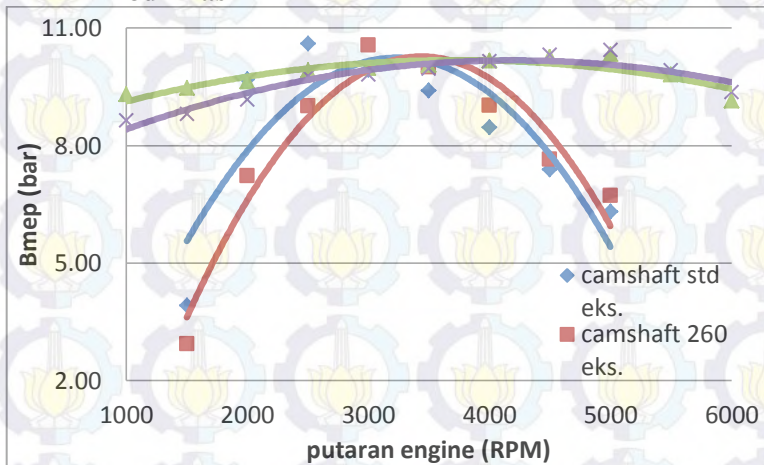
Berdasarkan gambar 4.15, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan akan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Dari gambar 4.14 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai daya antara hasil eksperimen dengan simulasi. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan daya yang lebih besar daripada

eksperimen. Jika selisih nilai daya dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 16.83%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran tinggi, namun daya menurun pada putaran rendah. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Daya terbesar simulasi 30.43 kW/6000 rpm dengan *camshaft* 260° dan daya terbesar eksperimen 19.62/4000 rpm dengan *camshaft* 260°.

Karena daya merupakan fungsi torsi, maka selisih nilai daya dari simulasi dan eksperimen juga disebabkan oleh beberapa faktor yang sama dengan torsi, yaitu dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, disebabkan karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai daya, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu daya pada simulasi terus meningkat hingga putaran 6000 rpm, sedangkan daya pada eksperimen menurun pada putaran 4500 rpm. Hal ini disebabkan karena faktor *mechanical friction* pada simulasi dianggap ideal, sehingga daya simulasi mampu meningkat dan melawan *mechanical friction* tersebut. Namun pada eksperimen, faktor *mechanical friction* tidak dapat dihindarkan, sehingga pada putaran 4500 rpm daya sudah tidak mampu melawan *mechanical friction* tersebut dan daya pun akan menurun. Pada *camshaft* durasi tinggi mampu mencukupi kebutuhan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder, sehingga daya yang dihasilkan pada putaran tinggi akan naik.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menaikkan daya secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat meningkatkan nilai daya, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.3 Grafik *bme_p* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.16 Grafik *bme_p* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

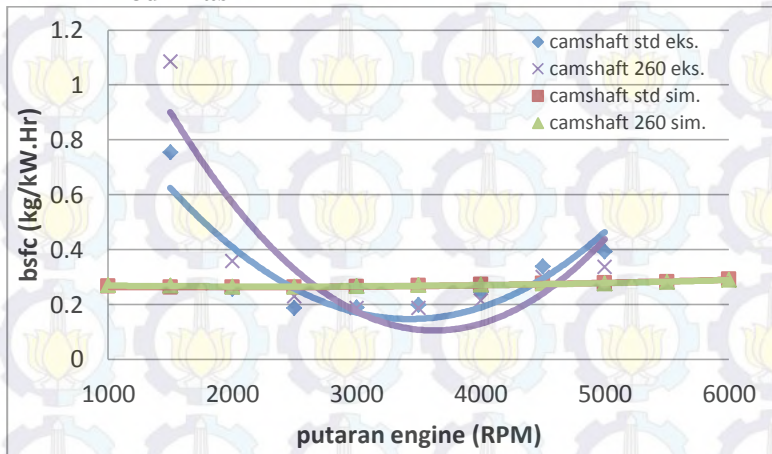
Dari gambar 4.16 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *bme_p* antara simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *bme_p* yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai *bme_p* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 21.99%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan *bme_p* yang lebih besar pada putaran tinggi, namun *bme_p* menurun pada

putaran rendah. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. *Bmep* terbesar simulasi 10.43 bar/5000 rpm dengan *camshaft* 260° dan *bmep* terbesar eksperimen 10.01 bar/3000 rpm dengan *camshaft* 260°.

Karena *bmep* merupakan fungsi daya, maka selisih nilai *bmep* dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh hal yang sama dengan daya, yaitu disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *bmep*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Meskipun pola *trendline* grafik berbentuk serupa, yaitu pada putaran rendah baik menggunakan *camshaft* durasi rendah dan pada putaran tinggi baik menggunakan *camshaft* durasi tinggi.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menurunkan *bmep* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat meningkatkan nilai *bmep*, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.4 Grafik *bsfc* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.17 Grafik *bsfc* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

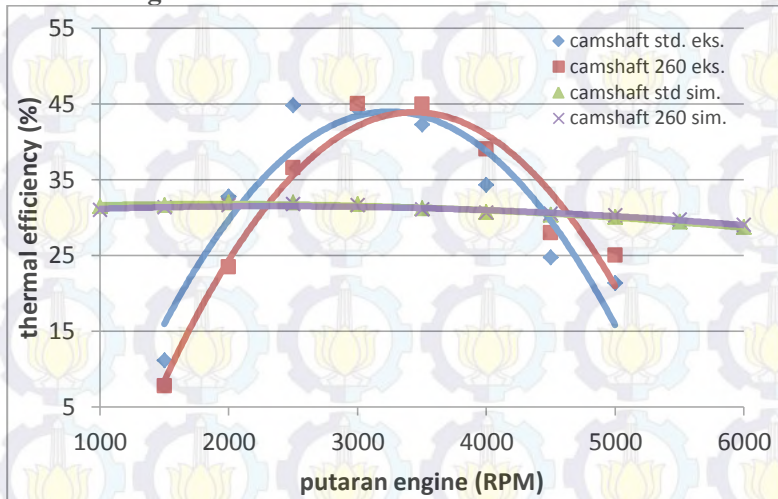
Dari gambar 4.17 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *bsfc* antara simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *bsfc* yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai *bsfc* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 19.32%. Dimana pada hasil simulasi, *bsfc* terus meningkat seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline bsfc* berbentuk parabolik terbuka keatas dengan *bsfc* terendah pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan *bsfc* yang lebih tinggi pada putaran rendah, namun *bsfc* menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Pada putaran tinggi, *bsfc* terendah simulasi 0.261 kg/kW.h /2000 rpm dengan *camshaft* 248° dan *bsfc* terendah eksperimen 0.186 kg/kW.h /3000 rpm dengan *camshaft* 260°.

Karena *bsfc* merupakan fungsi daya, maka selisih nilai *bsfc* dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh hal yang sama dengan daya, yaitu disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari

faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *bsfc*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu *bsfc* pada simulasi terus meningkat hingga putaran 5000 rpm, sedangkan daya pada eksperimen menurun pada putaran 2000 rpm hingga 2500 rpm pada *camshaft* durasi 248° (standar), kemudian meningkat dari putaran 2500 rpm hingga 5000 rpm. Pada *camshaft* modifikasi penurunan terjadi pada putaran 2000 rpm hingga 3500 rpm, kemudian meningkat terus hingga 5000 rpm.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menaikkan *bsfc* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat menurunkan nilai *bsfc*, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.5 Grafik *Thermal Efficiency* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



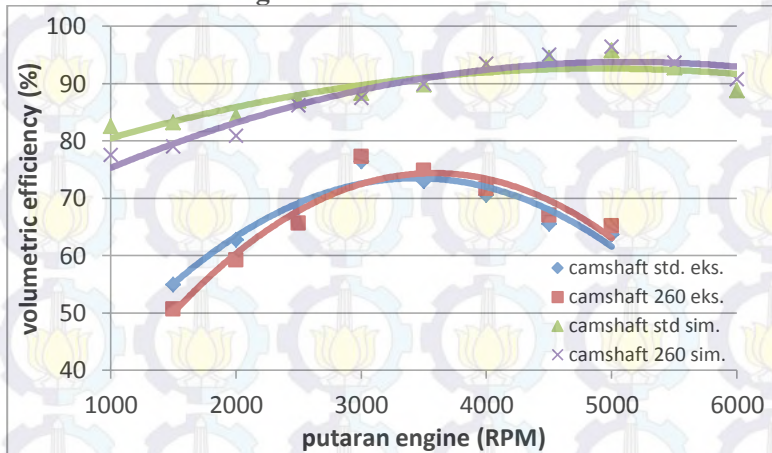
Gambar 4.18 Grafik efisiensi thermal vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Dari gambar 4.18 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai efisiensi thermal antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa eksperimen menghasilkan efisiensi thermal yang lebih besar daripada simulasi. Jika selisih nilai efisiensi thermal dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 2.01%. Dimana pada hasil simulasi, efisiensi thermal naik hingga putaran 2500 rpm, lalu terus menurun seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline* efisiensi thermal berbentuk parabolik terbuka kebawah dengan efisiensi thermal tertinggi pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih tinggi pada putaran tinggi, namun efisiensi thermal menurun pada putaran rendah. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Efisiensi thermal tertinggi simulasi 31.98% /2000 rpm dengan *camshaft* 248° dan torsi terbesar eksperimen 45% /3000 rpm dengan *camshaft* 260°.

Karena efisiensi thermal merupakan fungsi daya dan *sfc*, maka selisih nilai efisiensi thermal dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai efisiensi thermal, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menurunkan efisiensi thermal secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat meningkatkan efisiensi thermal, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.6 Grafik *Volumetric Efficiency* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



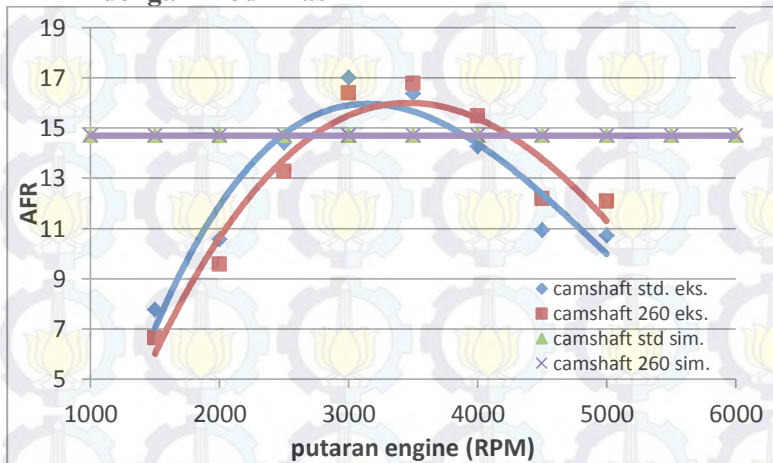
Gambar 4.19 Grafik efisiensi volumetris vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Dari gambar 4.19 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai efisiensi volumetris antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai efisiensi volumetris dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 25.16%. Dimana pada hasil simulasi, efisiensi volumetris terus meningkat seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline* efisiensi volumetris berbentuk parabolik terbuka kebawah dengan efisiensi volumetris tertinggi pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih tinggi pada putaran tinggi, namun efisiensi volumetris menurun pada putaran rendah. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Efisiensi volumetris tertinggi simulasi 96.4% /5000 rpm dengan *camshaft* 260° dan efisiensi volumetris terbesar eksperimen 77.21% /3000 rpm dengan *camshaft* 260°.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran tinggi. Ini disebabkan karena pada putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft* durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik. Saat putaran tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat. Dengan *camshaft* durasi tinggi durasi *overlap* yang besar mengakibatkan proses pembilasan gas sisa pembakaran terjadi dengan baik. Selain itu proses penginduksian juga terjadi secara cepat dan udara yang masuk lebih banyak pada *camshaft* durasi tinggi, sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik dan juga menghasilkan efisiensi volumetris yang besar pada putaran tinggi.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menurunkan efisiensi volumetris secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi tinggi akan efektif digunakan pada putaran tinggi karena dapat meningkatkan nilai efisiensi volumetris, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4.7.7 Grafik Air Fuel Ratio vs rpm Camshaft Standar dengan Modifikasi



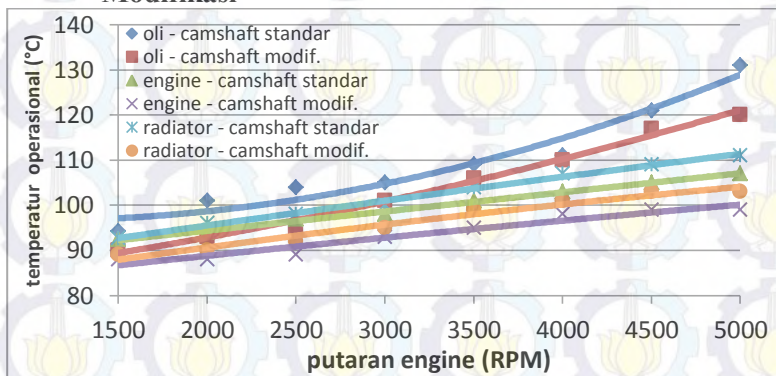
Gambar 4.20 Grafik AFR vs rpm Camshaft Standar dengan Modifikasi

Air fuel ratio (AFR) adalah perbandingan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder. *AFR* berperan penting terhadap proses pembakaran didalam ruang bakar. Pembakaran akan terjadi dengan baik apabila *AFR* sesuai dengan nilai stokiometri. Dimana nilai stokiometri bervariasi tergantung pada bahan bakar yang digunakan. Pada *internal combustion engine*, *AFR* dapat diatur sesuai dengan kebutuhan *engine*. Pada system pemasukan bahan bakar *fuel injection*, *AFR* diatur oleh ECU yang sebelumnya telah memproses berbagai parameter kondisi *engine* dengan menggunakan sensor. Dari gambar 4.20 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *AFR* antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *AFR* yang relatif lebih rendah dari nilai *AFR* eksperimen. Jika selisih nilai *AFR* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 8.91%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 260° akan menghasilkan nilai *AFR* yang lebih tinggi pada putaran 3000 – 5000 rpm. *AFR* tertinggi eksperimen 16.99 /3000 rpm dengan *camshaft* 248°.

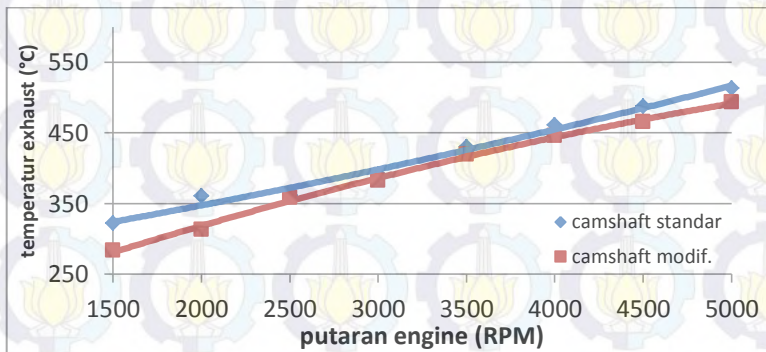
Selisih nilai *AFR* simulasi dengan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, jenis kakasaran pipa ideal, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *AFR*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu *AFR* pada simulasi selalu naik seiring meningkatnya putaran *engine*, sedangkan *AFR* pada eksperimen meningkat pada putaran 2000 rpm hingga 3000 rpm pada *camshaft* standar, lalu menurun hingga putaran 5000 rpm. Pada *camshaft* modifikasi peningkatan *AFR* terjadi hingga putaran 3500 rpm, kemudian menurun hingga putaran 5000 rpm. Dan jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* tidak mempengaruhi nilai *AFR*, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa *AFR* menurun 0.06%. Ini terjadi karena *camshaft* durasi modifikasi memiliki waktu *overlapping* yang lebih lama, sehingga durasi interaksi antara *intake port* dan *exhaust port* lebih lama mengakibatkan penurunan massa jenis udara yang diinduksikan kedalam ruang bakar, dan hal ini akan berujung pada nilai *AFR* yang cenderung lebih kecil dari *camshaft* standar pada putaran rendah. Hal sebaliknya terjadi pada putaran tinggi, dengan penurunan suhu *engine* pada durasi *camshaft* modifikasi yang lebih rendah menyebabkan volume udara yang masuk ke silinder cenderung lebih banyak, menyebabkan kenaikan *AFR* pada putaran tinggi daripada durasi *camshaft* standar.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menaikkan durasi *camshaft* akan menurunkan *AFR* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi.

4.7.8 Grafik Temperatur vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.21 Grafik Temperatur operasional vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



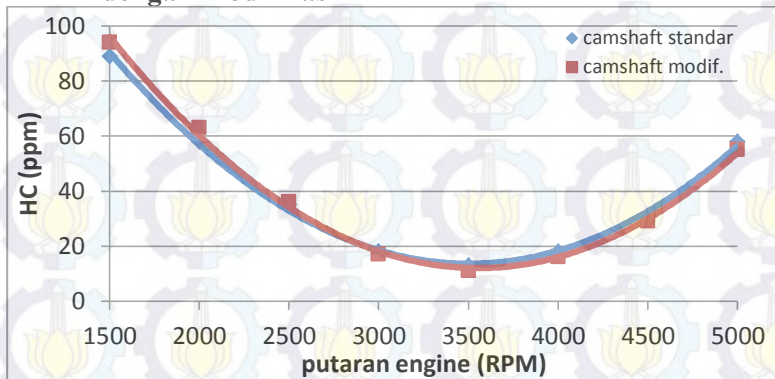
Gambar 4.22 Grafik Temperatur *exhaust* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Gambar 4.21 dan 4.22 menunjukkan grafik temperatur operasional dan temperatur *exhaust engine*. Semua kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring naiknya putaran *engine*. Meningkatnya putaran *engine* maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin besar. Dari grafik juga dapat diketahui bahwa terjadi selisih nilai temperatur antara *camshaft* standar dengan *camshaft* modifikasi, dimana *camshaft* modifikasi menghasilkan nilai temperatur yang lebih rendah pada setiap bagian *engine* baik pada blok silinder, cairan pendingin, pelumas serta gas buang.

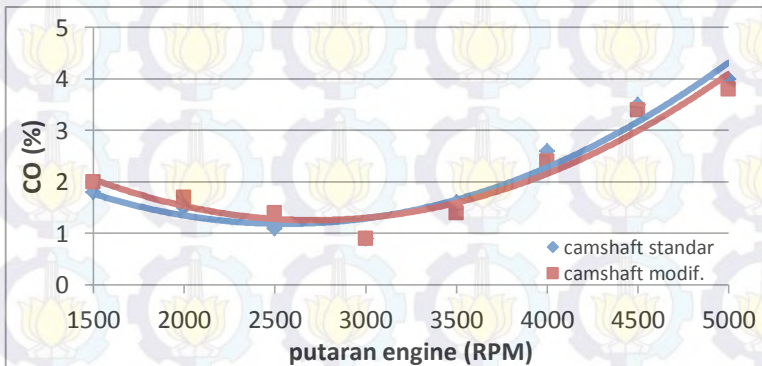
Fenomena penurunan temperatur operasional dan gas buang disebabkan karena campuran kaya yang terjadi ketika menggunakan *camshaft* modifikasi. Campuran kaya ini terjadi karena nilai *AFR* dari *camshaft* modifikasi lebih rendah daripada *camshaft* standar, sehingga campuran secara rata-rata mengalami kelebihan kandungan bahan bakar. *Camshaft* modifikasi dengan durasi yang lebih tinggi akan menambah laju aliran campuran bahan bakar dan udara masuk kedalam silinder pada putaran tinggi, sehingga jumlah bahan bakar tidak memenuhi jumlah stokiometri.

Dari penjelasan diatas, maka dapat disimpulkan bahwa dengan menaikkan durasi *camshaft* dapat menurunkan temperatur operasional dan temperatur gas buang yang dihasilkan oleh *engine*. Jika kenaikan temperatur dirata-rata maka pada *engine* terjadi penurunan temperatur sekitar 6.06%, cairan pendingin 5.56%, pelumas 5.04% dan gas buang 7%.

4.7.9 Grafik Emisi Gas Buang vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.23 Grafik HC vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



4.24 Grafik CO vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Gambar 4.23 dan 4.24 menunjukkan grafik gas buang HC dan CO, dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa *camshaft* standar memiliki kadar HC dan CO yang lebih tinggi dari *camshaft* modifikasi pada putaran 3000 – 5000 rpm. Kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu dengan *camshaft* standar dan modifikasi membentuk grafik parabolik terbuka kebawah seiring naiknya putaran *engine*. Nilai HC

tertinggi pada 94 ppm/1500 rpm dengan *camshaft* modifikasi, dan CO tertinggi pada 4% /2000 rpm dengan *camshaft* standar.

Pada temperatur engine yang semakin tinggi, proses *atomizing* menjadi lebih baik. Hal ini ditunjukkan dengan menurunnya kandungan HC pada *camshaft* modifikasi hingga putaran 3500 rpm, hal ini karena *camshaft* modifikasi menghasilkan temperatur *engine* yang rendah, kemudian mengalami kenaikan hingga putaran 5000 rpm. Emisi CO cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Jumlah oksigen dalam campuran juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO).

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan yang bisa diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

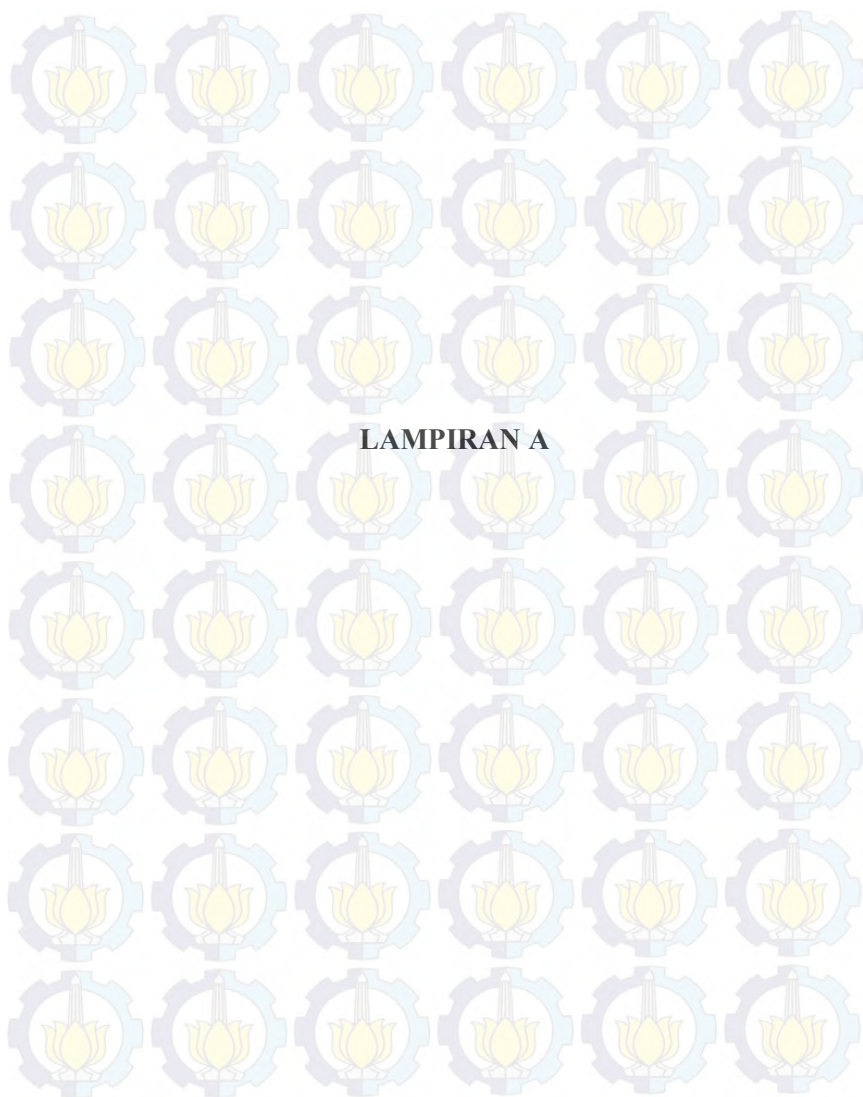
1. Dari seluruh penelitian menggunakan metode simulasi dan metode eksperimen terhadap durasi *camshaft*, dapat diketahui bahwa *camshaft* durasi rendah menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar pada putaran rendah namun buruk pada putaran tinggi, dan sebaliknya *camshaft* durasi tinggi menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran tinggi namun buruk pada putaran rendah.
2. Hasil simulasi perbandingan unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port fuel injection* yang terbaik menggunakan durasi *camshaft* 260°, dengan peningkatan torsi 0.908%, daya 0.908%, *b MEP* 0.908%, efisiensi thermal 0.626%, efisiensi volumetris 1.003% dan penurunan *BSFC* 0.252% dari *camshaft* standar pada putaran tinggi rentang 4000-6000 RPM.
3. Hasil eksperimen perbandingan unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port fuel injection* menggunakan *camshaft* 260°, dengan peningkatan torsi 5.53%, daya 5.53%, *b MEP* 5.53%, efisiensi thermal 14.58%, efisiensi volumetris 2.04% dan penurunan *BSFC* 17.905% dari *camshaft* standar pada putaran tinggi rentang 3000-5000 RPM.
4. Hasil perbandingan simulasi *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menghasilkan unjuk kerja lebih baik dari hasil eksperimen pada durasi *camshaft* standar, dengan selisih torsi 17%, daya 17%, *b MEP* 17%, efisiensi thermal 12.3%, efisiensi volumetris

33% dan *bsfc* 17.91% dari hasil eksperimen pada putaran tinggi rentang 3000-5000 RPM.

5.2 Saran

Setelah menyelesaikan penelitian ini, mungkin masih banyak kekurangan dalam proses pengambilan data. Sehingga bagi peneliti lain yang tertarik dengan penelitian tentang *camshaft* dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian tentang *camshaft*:

1. Data *input test condition data wizard* diusahakan sesuai dengan kondisi aktual sesuai pengujian, sehingga hasil simulasi lebih akurat.
2. Melakukan penelitian dengan variasi waktu buka-tutup katup, bentuk profil, *lobe separation angle* dan *lift* yang berbeda pada *camshaft*.
3. Melakukan simulasi dan eksperimen tentang teknologi *variable valve timing* pada *camshaft*, seperti *Variable Valve Timing-intelligent* (VVT-i), *Variable Valve Timing and Lift Electronic Control* (VTEC) dan *Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control* (MIVEC).



LAMPIRAN A

Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Variasi Durasi *Camshaft*

Tabel A1. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Direct Injection* dengan Durasi *Camshaft 248°* (Standar)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.99	47.69	9.3	0.265	82.5	31.51
1500	7.61	48.52	9.46	0.263	83.2	31.65
2000	10.33	49.36	9.63	0.261	84.3	31.98
2500	13.29	50.81	9.91	0.261	87	31.96
3000	16.08	51.24	9.97	0.264	88.3	31.75
3500	18.83	51.41	10.05	0.268	89.8	31.19
4000	21.85	52.19	10.16	0.272	92.8	30.69
4500	24.77	52.6	10.26	0.275	94.4	30.36
5000	27.76	53.05	10.32	0.277	95.7	30.09
5500	28.93	50.26	9.8	0.282	92.8	29.43
6000	29.41	46.84	9.14	0.291	88.8	28.71
rata-rata	18.56	50.36	9.81	0.271	89.1	30.84

Tabel A2. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 254°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.82	46.07	8.99	0.267	80.1	31.27
1500	7.39	47.08	9.13	0.265	81.2	31.51

2000	10.1	48.25	9.41	0.263	82.7	31.82
2500	13.2	50.46	9.84	0.262	86.6	31.88
3000	15.96	50.85	9.89	0.264	87.8	31.7
3500	18.66	50.96	10.01	0.269	90	31.11
4000	21.77	52.02	10.2	0.272	93.2	30.72
4500	24.82	52.71	10.3	0.275	94.8	30.45
5000	27.85	53.22	10.38	0.277	96.1	30.19
5500	29.12	50.6	9.87	0.282	93.3	29.64
6000	30.22	48.13	9.29	0.289	90	28.95
rata-rata	18.54	50.03	9.75	0.271	88.71	30.84

Tabel A3. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 260°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.63	44.28	8.64	0.270	77.5	30.99
1500	7.12	45.41	8.8	0.267	79	31.32
2000	9.82	46.94	9.16	0.264	80.9	31.64
2500	13.06	49.93	9.77	0.263	86.2	31.79
3000	15.77	50.24	9.8	0.265	87.5	31.63
3500	18.54	50.63	9.95	0.269	89.9	31.04
4000	21.67	51.78	10.14	0.272	93.4	30.65
4500	24.85	52.77	10.31	0.275	95	30.49
5000	27.89	53.31	10.43	0.276	96.4	30.31
5500	29.23	50.79	9.91	0.282	93.6	29.71
6000	30.43	48.46	9.35	0.289	90.7	29.04
rata-rata	18.46	49.5	9.66	0.272	88.19	30.78

Tabel A4. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 266°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.46	42.67	8.32	0.271	75	30.81
1500	6.89	43.89	8.54	0.268	76.5	31.12
2000	9.54	45.61	8.9	0.266	79.1	31.43
2500	12.92	49.41	9.64	0.264	85.4	31.67
3000	15.67	49.91	9.74	0.267	86.8	31.54
3500	18.44	50.35	9.89	0.27	89	30.98
4000	21.54	51.47	10.04	0.273	92.2	30.56
4500	24.56	52.16	10.17	0.276	94.3	30.27
5000	27.51	52.57	10.26	0.278	95.3	30.08
5500	29.22	50.77	9.9	0.282	93.7	29.6
6000	29.91	47.62	9.27	0.29	89.8	28.85
rata-rata	18.24	48.76	9.51	0.273	87.01	30.62

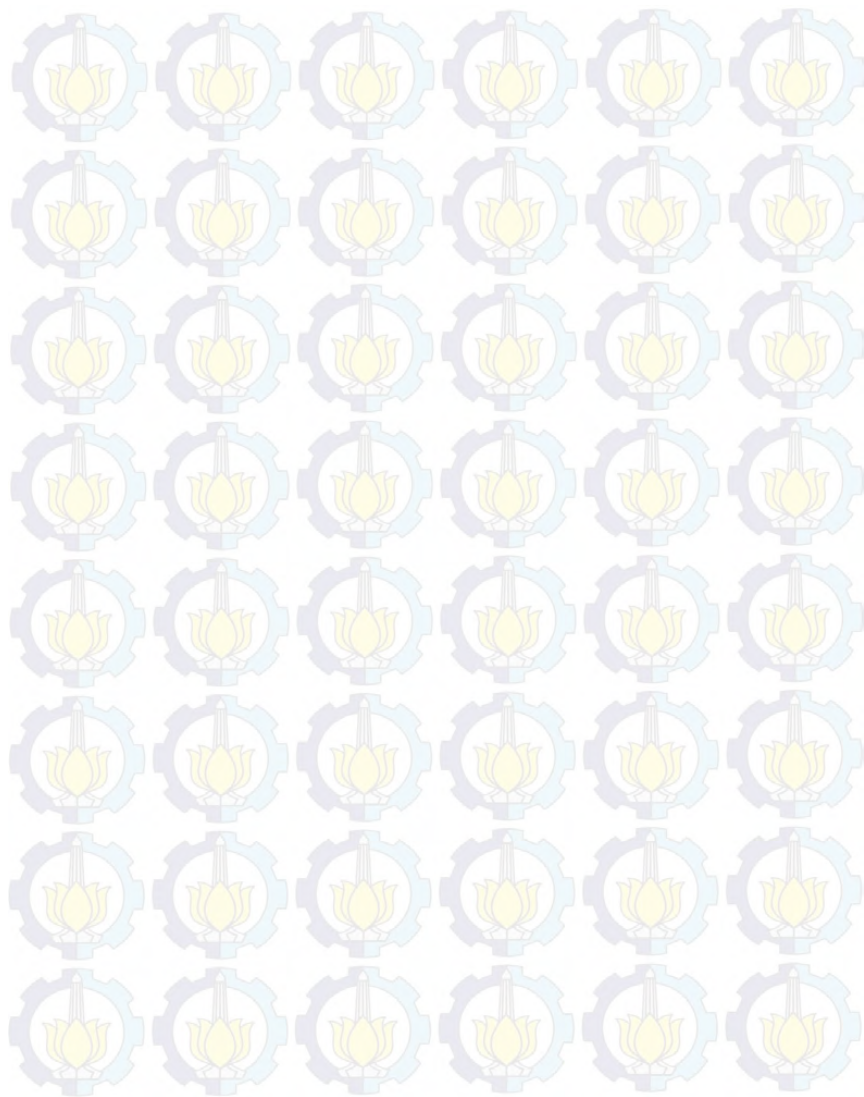
Tabel A5. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 272°*

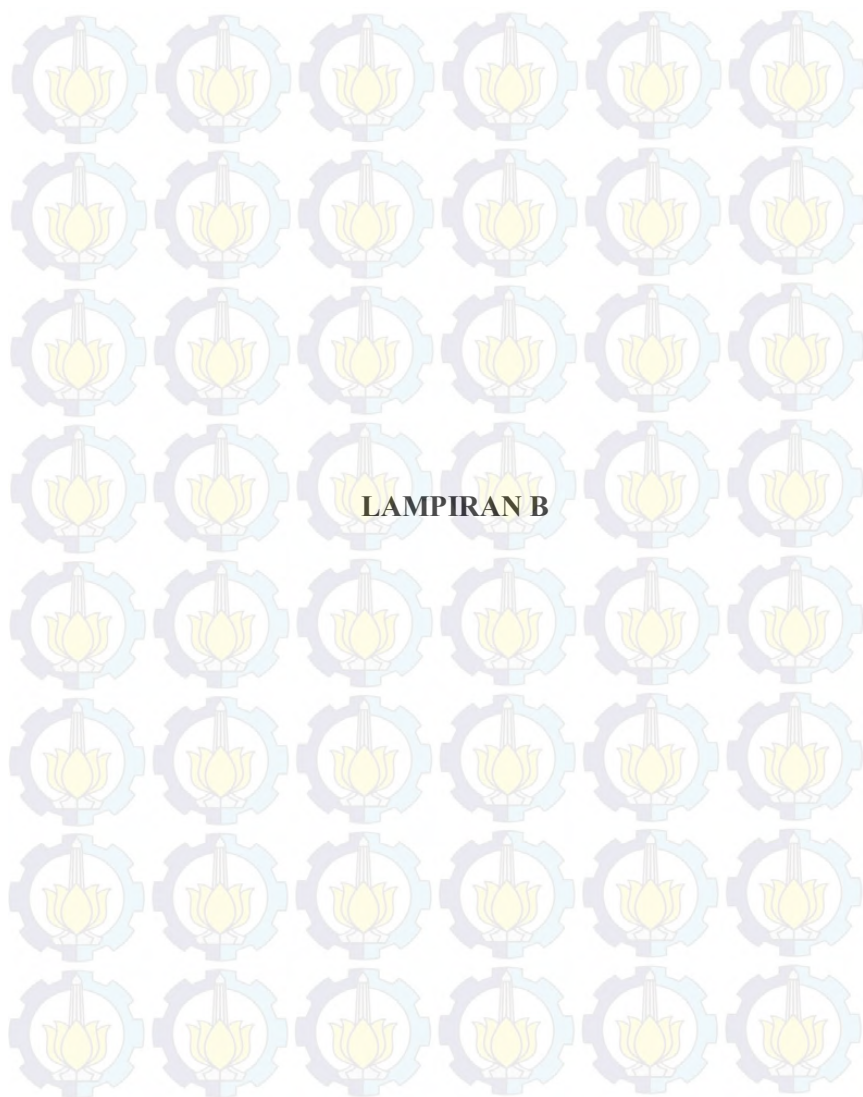
rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.31	41.26	8.05	0.273	72.7	30.65
1500	6.63	42.28	8.23	0.270	74.5	30.86
2000	9.21	44.03	8.59	0.268	76.9	31.14
2500	12.68	48.49	9.46	0.265	84.2	31.54
3000	15.39	49.03	9.58	0.267	86	31.43
3500	18.3	49.97	9.75	0.270	88.6	30.9

4000	21.33	50.97	9.94	0.274	91.4	30.46
4500	24.35	51.7	10.08	0.277	93.6	30.18
5000	27.12	51.84	10.11	0.279	94.6	29.96
5500	29.09	50.55	9.86	0.283	93.5	29.53
6000	29.79	47.44	9.23	0.290	89.4	28.79
rata-rata	18.02	47.96	9.35	0.274	85.94	30.49

Tabel A6. Data Hasil Simulasi Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection dengan Durasi Camshaft 278°

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
1000	4.18	39.98	7.8	0.274	70.7	30.48
1500	6.41	40.86	7.98	0.273	72.2	30.61
2000	8.85	42.32	8.26	0.271	74.5	30.83
2500	12.41	47.45	9.26	0.266	82.8	31.37
3000	15.19	48.39	9.44	0.268	85.2	31.32
3500	18.15	49.55	9.67	0.271	88.1	30.81
4000	21.12	50.46	9.84	0.275	90.8	30.36
4500	24.22	51.43	10.03	0.278	93	30.08
5000	26.78	51.19	9.98	0.281	93.6	29.82
5500	28.87	50.16	9.79	0.284	93.1	29.43
6000	29.53	47.03	9.2	0.291	89	28.73
rata-rata	17.79	47.16	9.20	0.276	84.81	30.34





LAMPIRAN B

Data Hasil Eksperimen *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Modifikasi Durasi *Camshaft*

Tabel B1. Data Hasil Unjuk Kerja Eksperimen *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Durasi *Camshaft* 248° (Standar)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Vol. (%)	Eff. Ther. (%)	afr
1500	3.19	20.35	3.91	0.753	54.85	11.11	7.76
2000	10.54	50.35	9.68	0.255	62.75	32.72	10.57
2500	14.43	55.14	10.60	0.186	68.41	44.79	14.41
3000	16.22	51.64	9.92	0.188	76.38	44.31	16.99
3500	17.91	48.89	9.39	0.198	72.98	42.26	16.35
4000	18.42	44.01	8.46	0.243	70.49	34.32	14.25
4500	18.09	38.41	7.38	0.338	65.54	24.71	10.93
5000	17.17	32.81	6.30	0.392	63.64	21.32	10.72
rata-rata	14.50	42.70	8.21	0.319	66.88	31.94	12.75

Tabel B2. Data Hasil Temperatur dan Emisi Eksperimen *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Durasi *Camshaft* 248° (Standar)

rpm	temperatur (°C)				emisi gas buang		
	engine	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
1500	92	321	61	94	0.018	12.78	89
2000	94	360	65	101	0.015	12.82	58
2500	97	361	69	104	0.011	13.32	35
3000	98	391	70	105	0.009	13.34	18
3500	101	430	75	109	0.016	13.24	13

4000	103	461	78	111	0.026	13.38	18
4500	105	487	78	121	0.035	13.5	31
5000	107	513	80	131	0.04	14.05	58
rata-rata	100	416	72	131	0.021	13.3	40

Tabel B3. Data Hasil Unjuk Kerja Eksperimen Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection dengan Durasi Camshaft 260° (Modifikasi)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	Eff. Vol. (%)	Eff. Ther. (%)	afr
1500	2.39	15.24	2.92	1.081	50.57	7.72	6.64
2000	7.86	37.58	7.22	0.357	59.14	23.44	9.569
2500	12.26	46.87	9.01	0.229	65.59	36.55	13.26
3000	17.25	54.95	10.55	0.186	77.20	45	16.39
3500	19.04	51.98	9.98	0.186	74.79	44.93	16.76
4000	19.62	46.88	9.01	0.214	71.68	39.00	15.46
4500	18.74	39.79	7.64	0.299	66.95	27.93	12.18
5000	18.28	34.93	6.71	0.335	65.10	24.97	12.06
rata-rata	14.43	41.03	7.88	0.361	66.38	31.19	12.79

Tabel B4. Data Hasil Temperatur dan Emisi Eksperimen Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection dengan Durasi Camshaft 260° (Modifikasi)

rpm	temperatur (°C)				emisi gas buang		
	engine	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
1500	88	283	93	90	0.02	12.69	94

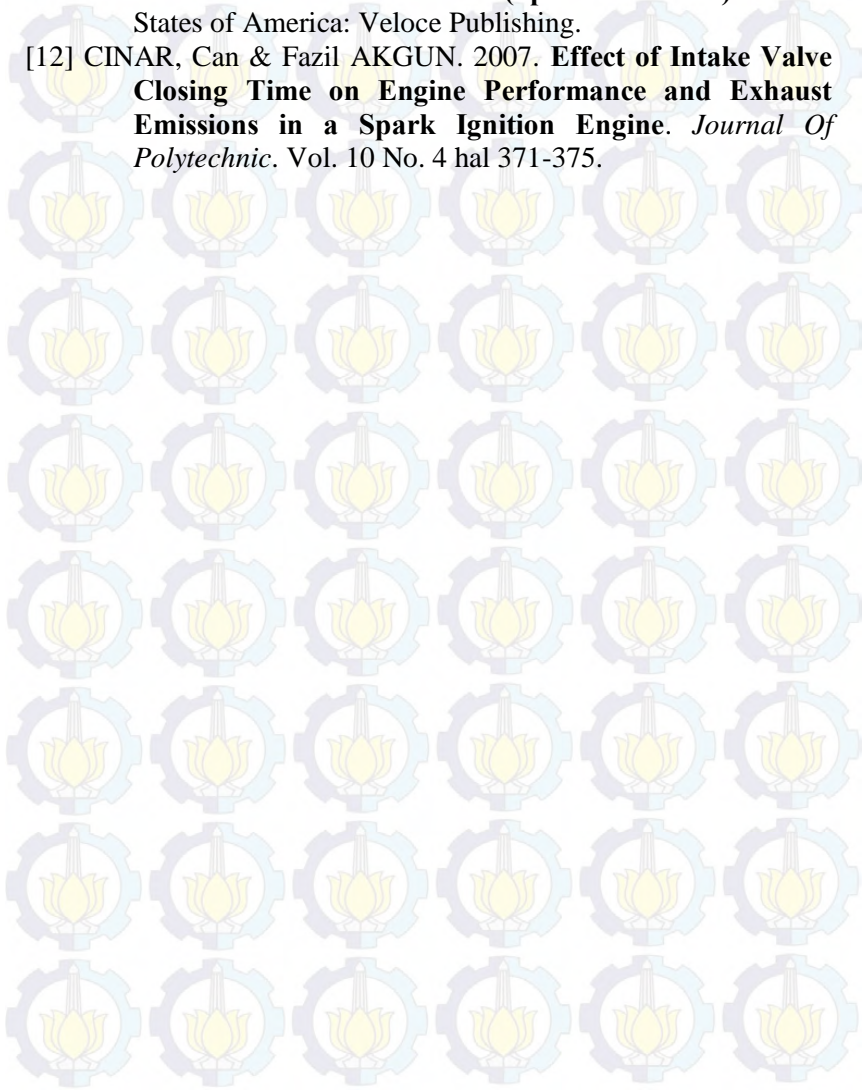
2000	88	313	96	93	0.017	12.71	63
2500	89	358	98	95	0.014	12.96	36
3000	93	382	100	101	0.009	13.39	17
3500	95	419	104	106	0.014	13.3	11
4000	98	446	107	110	0.024	13.41	16
4500	99	465	109	117	0.034	13.54	29
5000	99	493	111	120	0.038	14.12	55
rata-rata	93.62	394.87	102	104	0.021	13.26	40.12



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sungkono Kawano, D. 2011. **Motor Bakar Torak (Diesel)**. Surabaya: ITS Press.
- [2] Sungkono Kawano, D. 2011. **Motor Bakar Torak (Bensin)**. Surabaya: ITS Press
- [3] Graham Bell, A. 1981. **Four Stroke Performance Tuning in Theory and Practice**. England: Haynes Publishing Group
- [4] Kusbandono, Hermanu. 2013. **Study Eksperimental Komparasi Buka-an Katup Intake dan Modifikasinya Terhadap Unjuk Kerja Motor Bensin 4 Langkah DOHC 4 Katup**. *Tugas Akhir*. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [5] Machmud, Alief. 2015. **Pengaruh Variasi Durasi *Camshaft* Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Mesin SINJAI 650 CC *Fuel Injection***. *Tugas Akhir*. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [6] Adi, Muhammad. 2014. **Perancangan Sistem Pemasukan Bahan Bakar Secara Injeksi Langsung (*Direct Injection*) Pada Mesin SINJAI 650 cc dan Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Unjuk Kerja**. *Tugas Akhir*. Tidak Dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [7] Heywood, J. B. 1988. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. United States of America: McGraw-Hill, Inc
- [8] RFerguson, Colin dan Allan T. Kirkpatrick. 2001. **Internal Combustion Engines Applied Thermodynamics**. United States of America: John Wiley & Sons
- [9] Abdulhadi, Mohammedali & A. M. Hassan. **Internal Combustion Engines**. Tidak dipublikasikan
- [10] Pulkrabek, Willard W. 2004. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New Jersey: Prentice Hall.

- [11] Hammil, Des. 2002. **How to Choose Camshafts and Time Them for Maximum Power (SpeedPro Series)**. United States of America: Veloce Publishing.
- [12] CINAR, Can & Fazil AKGUN. 2007. **Effect of Intake Valve Closing Time on Engine Performance and Exhaust Emissions in a Spark Ignition Engine**. *Journal Of Polytechnic*. Vol. 10 No. 4 hal 371-375.



BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Majalengka pada 8 Oktober 1992, merupakan anak kedua dari 2 (tiga) bersaudara dari pasangan Ibu Didin Sudiardini dan Ayah Hery Priyatna.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Negeri VII Kadipaten Majalengka, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 1 Kadipaten, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah kejuruan di SMA Negeri 1 Majalengka dan menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2010. Pada September 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada Fakultas Teknologi Industri, Program Studi Strata 1 Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang pengembangan pemasukan bahan bakar untuk memodifikasi motor bakar menjadi lebih efisien. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di firmaniffah@aol.com



Halaman ini sengaja dikosongkan